

# **Untersuchungen zur Effizienz- und Leistungssteigerung von Omnibusklimaanlagen**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor - Ingenieurs (Dr. - Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Christian Kaiser  
aus: Wismar

eingereicht am: 12.09.2018  
mündliche Prüfung am: 14.06.2019

Gutachter: Prof. Dr. - Ing. Jürgen Köhler  
Prof. Dr. - Ing. Gerhard Schmitz



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Mitarbeiter der TLK-Thermo GmbH sowie als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig. Die ausgezeichnete Arbeitsatmosphäre und die hervorragende Zusammenarbeit mit meinen Kollegen der TLK-Thermo GmbH sowie meinen Kollegen am Institut für Thermodynamik haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Darüber hinaus gilt mein besonderer Dank Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff und Dr.-Ing. Nicholas Lemke, die es mir ermöglicht haben, als Mitarbeiter der TLK-Thermo GmbH diese Arbeit anfertigen zu können.

Meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, danke ich sehr für die fachliche Betreuung, die wertvollen inhaltlichen Ratschläge sowie für die Begutachtung dieser Arbeit. Ebenso bedanken möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz vom Institut für Technische Thermodynamik der Technischen Universität Hamburg-Harburg für die Übernahme des Korreferates sowie Jun.-Prof. Dr. rer. nat. Julia Großeheilmann vom Institut für Chemische und Thermische Verfahrenstechnik der Technischen Universität Braunschweig für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Bedanken möchte ich mich auch ganz herzlich bei Dr.-Ing. Michael Sonnekalb und der Konvekta AG für die fachliche Unterstützung sowie die Bereitstellung von Messdaten und Bildmaterial. Außerdem gilt mein Dank Dr.-Ing. Christian Schulze für seinen Einsatz im Bereich der Stoffdatenberechnungen, welcher unerlässlich für das Gelingen dieser Arbeit war. Für die vielen wichtigen fachlichen Diskussionen sowie für die Unterstützung bei der Durchsicht meiner Arbeit bedanke ich mich sehr bei Dr.-Ing. Sven Försterling. Ebenso bedanke ich mich sehr bei Dr. phil. Mareile Seeber-Tegethoff für die Durchsicht und Korrektur wichtiger Textteile sowie bei Maximilian Hebel, Sebastian Meise und meinem Schwiegervater Dieter für die Korrekturen und Anregungen zu letzten inhaltlichen Feinheiten.

Ein ganz besonderer Dank gebührt Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff für seine immerwährende Diskussionsbereitschaft. Die vielen wertvollen fachlichen Diskussionen und menschlichen Gespräche sowie die intensive Zusammenarbeit haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

An dieser Stelle möchte ich meinem Freund und Bürokollegen Martin Loeffler danken und gedenken. Martin wurde sehr plötzlich und leider viel zu früh aus dem Leben gerissen. Sein offenes, gelassenes und fröhliches Wesen hat mich im und außerhalb des Büros immer sehr aufgebaut und mir eine erlebnisreiche Zeit beschert. Es war mir eine Ehre dich Freund und Kollege nennen zu dürfen. Du hast mein und unser Leben ein Stück reicher gemacht.

Meiner Familie möchte ich ganz besonders für ihr Vertrauen und ihre Unterstützung danken, was in vielerlei Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Darüber hinaus gilt mein spezieller und ganz besonderer Dank meiner verständnisvollen Frau Claudia für ihre Liebe, ihre Geduld, ihr Vertrauen und für unsere Kinder.

Bad Harzburg im Januar 2020

*Christian Kaiser*





# Untersuchungen zur Effizienz- und Leistungssteigerung von Omnibusklimaanlagen

Die Klimaanlage im Omnibus ist der Nebenverbraucher mit dem größten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und, dadurch bedingt, größter Verursacher zusätzlicher Emissionen des Fahrzeugantriebs. Daneben entweichen aus Omnibusklimaanlagen erhebliche Mengen von Kältemittel, welche in vielen Fällen den klimaschädlichen Stoffen zugehören. Hieraus ergibt sich Handlungsbedarf, denn der Gesetzgeber fordert sowohl die stetige Reduzierung von Emissionen aus Fahrzeugantrieben als auch die Minderung des Treibhausgaspotenzials der in Klimaanlagen verwendeten Kältemittel.

Hinsichtlich des erforderlichen Handlungsbedarfs untersucht die vorliegende Arbeit Maßnahmen und Konzepte zur Effizienz- und Leistungsverbesserung von Omnibusklimaanlagen. Mit Hilfe dieser Verbesserungsmaßnahmen und -konzepte sollen Möglichkeiten für eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs aufgezeigt werden. Weiterhin werden in diesen Untersuchungen verschiedene Kältemittel betrachtet und evaluiert, da die Verwendung alternativer oder natürlicher Kältemittel das Treibhausgaspotenzial verringert.

Im Vergleich zum Stand der Wissenschaft und Literatur liegt der wesentliche Fortschritt dieser Arbeit in der systematischen und vergleichenden Untersuchung zum Teil neuartiger Verbesserungsmaßnahmen und -konzepte sowie verschiedener Kältemittel auf Basis eines neuartigen Omnibus-Gesamtfahrzeugmodells und auf Basis klimatisch unterschiedlicher virtueller Fahrscenarien. Das dazu im Rahmen dieser Arbeit entworfene und implementierte Gesamtfahrzeugmodell wird im ersten Teil der Arbeit vorgestellt. Hierbei werden ebenso die klimatisch unterschiedlichen Fahrscenarien mit transienten Randbedingungen auf Basis realer Fahrstrecken definiert. Im anschließenden zweiten Teil der Arbeit werden mit Hilfe des Gesamtfahrzeugmodells und auf Grundlage der unterschiedlich definierten klimatischen Einsatzscenarien die folgenden Schwerpunkte für Verbesserungsmaßnahmen und -konzepte untersucht:

- ◆ Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters
- ◆ Reduktion des Verdampferleistungsbedarfs durch raumluftgüteorientierte Umluftstratenführung
- ◆ Strategien für eine energetisch günstige Kältemittelunterkühlung
- ◆ Strategien zur dynamischen Adaption des Kältemittelhochdrucks
- ◆ Kältemittelentspannung mit Ejektor
- ◆ Maßnahmen- und Konzeptsynthesen aus den vorangegangenen Untersuchungen

Im Rahmen dieser Untersuchungen werden einerseits das derzeit in Omnibusklimaanlagen konventionell eingesetzte Kältemittel R-134a und andererseits die alternativen Ersatzkältemittel R-445A und R-1234yf eingesetzt und bewertet. Zusätzlich wird neben den synthetischen Kältemitteln der Einsatz eines natürlichen Kältemittels anhand von R-744 (CO<sub>2</sub>) untersucht.

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zeigen dabei auf, dass der aktuelle Stand der Technik im Bereich der Omnibusklimatisierung bedeutende Potenziale zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs sowie zur weiteren Leistungsoptimierung aufweist. Mit Hilfe der durchgeführten Gesamtfahrzeuguntersuchungen werden Kraftstoffeinsparungen von bis zu 7% und Verbesserungen der Verdampferleistung von bis zu 21% ermittelt.



# Investigating improvements to efficiency and performance in omnibus air-conditioning systems

The air-conditioning system in buses and coaches is the auxiliary consumer with the most significant influence on fuel consumption and, as a result, it is the cause of additional emissions from the vehicle-propulsion system. In addition, considerable quantities of refrigerants, which are, in many cases, climate-damaging substances, leak from bus air-conditioning systems. This creates a need for action, because legislators demand a reduction in emissions from vehicle-propulsion systems as well as a reduction in the greenhouse gas potential of refrigerants used in air-conditioning systems.

With regard to the above mentioned need for action, the present thesis examines strategies and concepts for improving the efficiency and performance of bus air-conditioning systems. By examining these strategies and concepts, it aims to identify possibilities for reducing fuel consumption. Various refrigerants are also considered and evaluated, since the use of alternative or natural refrigerants reduces the greenhouse-gas potential.

The main advance in this thesis compared to the state of the art in science and the literature is the systematic and comparative investigation of innovative optimization strategies and concepts and of various refrigerants on the basis of a total-vehicle simulation model of a coach and based on climatically different virtual test-drive scenarios. The first part of the thesis presents the designed and implemented total-vehicle model as well as the defined climatically different test-drive scenarios with transient boundary conditions based on real driving routes. The second part of the thesis examines the following key areas with the aid of the total-vehicle model and the defined climatic differently test scenarios:

- ♦ Capacity control of the refrigerant compressor
- ♦ Reduction of cooling capacity based on recirculation air-rate control
- ♦ High-pressure side refrigerant sub-cooling for efficient refrigerant-cycle operation
- ♦ Dynamic adaption of high pressure for efficient refrigerant-cycle operation
- ♦ Integration of an ejector as an expansion device
- ♦ Syntheses of best strategies and concepts

Within the scope of these investigations, R-134a the refrigerant currently used in bus air-conditioning systems as well as the alternative replacement refrigerants R-445A and R-1234yf are considered and evaluated. In addition to these synthetic refrigerants, the use of a natural refrigerant is investigated using R-744 (CO<sub>2</sub>). The results of the present thesis show that the current state-of-the-art in bus air-conditioning has significant potential for reducing fuel consumption as well as further performance improvements. Fuel savings of up to 7% and cooling capacity improvements of up to 21% are identified with the help of the total-vehicle simulation.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	1
1.1. Motivation	2
1.2. Stand der Technik und Wissenschaft	4
1.3. Ziele der Arbeit	11
<b>2. Omnibus-Referenzsysteme und deren Simulationsmodelle</b>	13
2.1. R-134a-Klimakältekreislauf	13
2.2. R-744-Klimakältekreislauf	18
2.3. Motorkühl- und Heizungskreislauf	22
2.4. Fahrzeuginnenraum	26
2.5. Elektrisches Bordnetz	29
2.6. Regler des Klimatisierungssystems	30
2.7. Fahrzeuglängsdynamik und -antriebsstrang	32
2.8. Randbedingungen	36
<b>3. Ergebnisse der Referenzsysteme und der Systeme mit alternativen Kältemitteln</b>	41
3.1. Berechnungsergebnisse der Referenzsysteme	42
3.2. Berechnungsergebnisse mit R-1234yf und R-445A	44
<b>4. Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters</b>	47
4.1. Verfahren zur Förderleistungsadaption	47
4.2. Spezifikation der zu untersuchenden Förderleistungsadaptionen	49
4.2.1. Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung	49
4.2.2. Drehzahlregelung mit stufenlosem Getriebe	51
4.2.3. Drehzahlregelung mit Schaltgetriebe	52
4.2.4. Kombination Drehzahlregelung mit Schaltgetriebe und Sauggasabriegelung	55
4.3. Berechnungsergebnisse	57
<b>5. Raumlufteffizienzierte Umlufterate</b>	63
5.1. Strategien zur Umlufteratenregelung	63
5.2. Spezifikation der zu untersuchenden raumlufteffizienten Umlufteratenregelung	64
5.3. Berechnungsergebnisse	65
<b>6. Energetisch günstige Kältemittelunterkühlung</b>	69
6.1. Methoden zur Kältemittelunterkühlung	69
6.2. Spezifikation der zu untersuchenden Unterkühlungsansätze	71
6.2.1. Unterkühlungsregelung mit zweistufiger Entspannung	71
6.2.2. Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke	73
6.2.3. Leistungsverbesserung des Frontbox-Verdampfers durch eine Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion	75
6.3. Berechnungsergebnisse	78

<b>7. Dynamische Adaption des Kältemittelhochdrucks</b>	83
7.1. Verfahren zur Kältemittel-Hochdruckadaption	83
7.2. Spezifikation der zu untersuchenden Hochdruckadaptionen	84
7.2.1. Spezifikation der gewählten Kreislauftopologien zur Hochdruckadaption	84
7.2.2. Kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption	86
7.2.3. Verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption	88
7.3. Berechnungsergebnisse	89
<b>8. Kältemittelentspannung mit Ejektor</b>	93
8.1. Ejektorsysteme für die Omnibusanwendung	93
8.2. Auswahl und Spezifikation des zu untersuchenden Ejektorkreislaufes	94
8.3. Berechnungsergebnisse	99
<b>9. Maßnahmen- und Konzeptsynthese</b>	101
9.1. Berechnungsergebnisse	102
<b>10. Zusammenfassung</b>	107
<b>A. Nomenklatur</b>	113
<b>B. Beschreibung der Simulationsmodelle</b>	115
B.1. Kälte- und Kühlmittelkreislauf	115
B.2. Fahrzeuginnenraum	139
B.3. Elektrisches Bordnetz	154
B.4. Fahrzeuglängsdynamik und -antriebsstrang	157
<b>C. Randbedingungen für Fahrstreckenszenario Hannover-München</b>	165
<b>D. Randbedingungen für Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid</b>	173
<b>E. Randbedingungen für Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur</b>	181
<b>F. Exemplarische dynamische Berechnungsergebnisse der Referenzsysteme</b>	189
<b>G. Kältemittelunterkühlung mit internem Wärmeübertrager (IWÜ)</b>	197
<b>H. Ejektorkreislauf-Topologievarianten</b>	201
<b>I. Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse</b>	211
I.1. Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters	213
I.2. Raumluftgüteorientierte Umlufterate	225
I.3. Energetisch günstige Kältemittelunterkühlung	231
I.4. Dynamische Adaption des Kältemittelhochdrucks	240
I.5. Kältemittelentspannung mit Ejektor	243
I.6. Maßnahmen- und Konzeptsynthese	245
<b>J. Literaturverzeichnis</b>	249

# 1. Einleitung

Die Ära des motorgetriebenen Omnibusses beginnt nach Auffassung vieler Historiker 1895 mit dem von Carl Benz vorgestellten Landauer für 8 Fahrgäste und einem 5-PS-Einzylinder-Verbrennungsmotor, welcher ab dem 18. März 1895 den Linienverkehr der Siegener Verkehrsgesellschaft zwischen Siegen-Netphen und Deuz aufgenommen hat, s. Bühler [2000], Gebhardt [2002]. In der Technikgeschichte kennzeichnet dies den Anbruch der Omnibusentwicklung bis zu den heutigen modernen Omnibussen. Entwicklungsschritte waren zum Beispiel die nach 1898 angewachsene Personenbeförderungsleistung von bis zu 30 Fahrgästen und die Weiterentwicklung der Antriebstechnik, welche um 1925 durch Sechszylindermotoren mit 121 Hubraum und 80 bis 100 PS geprägt wurde. Der Autobahnbau in den 1930ern sowie die damit zulässigen  $100 \text{ km/h}$  führten daneben zur Verbesserungen der Aerodynamik sowie leichteren und selbsttragenden Bauweisen für schnellere und wirtschaftlichere Omnibusse im Fernverkehr. Der tatsächliche Auftakt des Reisebusses beginnt Anfang der 1960er mit der sich ausbreitenden nationalen und internationalen Omnibustouristik und der daraus resultierenden notwendigen Differenzierung von anwendungsspezifischen Aufbauarten.

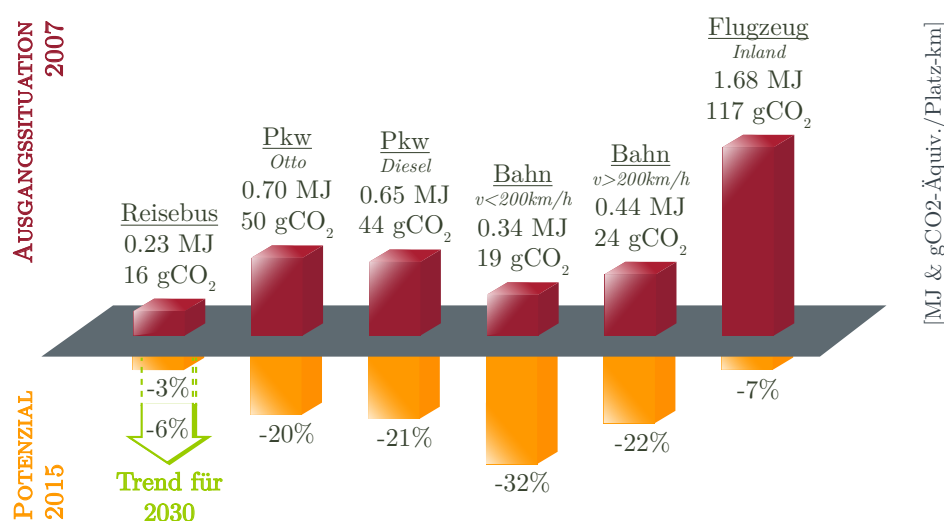
In den 1970ern gab das damalige Bundesministerium für Forschung und Technologie den Impuls für die Untersuchung alternativer Antriebstechnologien. In diesen Umfängen wurden zum Beispiel elektrisch angetriebene Stadtbusse mit Batterieanhänger (s. Gerndt u. Stellmacher [1989]) und Erdgasmotoren untersucht. Die Entwicklung der Abgasturboaufladung und Ladeluftkühlung führte allerdings dazu, dass der Dieselmotor als ökonomisch und ökologisch attraktivste Antriebstechnik insbesondere im Fernverkehr weiterhin präferiert wurde. Gleichwohl ist der moderne Reisebus in direkter Gegenüberstellung mit dem Pkw oder der Bahn das ökologischste Personenverkehrsmittel, welcher zweifelsfrei auch zukünftig dominierend mit dem Dieselantrieb ausgerüstet sein wird, s. ifeu [2009, 2017], Esch [2010], Engerer u. Kunert [2015], Nutzfahrzeugstudie [2016].

Aufgrund der verstärkt zugenommenen Sensibilisierung der öffentlichen Meinung zu Fahrzeugemissionen und deren Auswirkung auf das Erdklima, nimmt die Verbesserung der Antriebstechnologie sowie der Nebenaggregate eine wesentliche Schlüsselposition ein, s. Rauchfuß u. Hindorf [2008]. Diesbezüglich werden beispielsweise alternative Kraftstoffe geprüft (Schimek [2001], Kegl [2008], García-Sánchez u. a. [2012]), Einspritz-, Auflade- und Ladungswechseltechnologien optimiert (Müller u. a. [2006], Leonhard u. a. [2009], Spicher [2014]), Abgasnachbehandlungs- und Abgasnutzungssysteme entwickelt (Steinwender u. a. [2010], Tan u. a. [2010], Bernath u. a. [2012], Schumacher u. Marx [2013]), die Elektrifizierung oder Hybridisierung der Nebenaggregate (Pettersson u. Johansson [2006], Lubischer u. a. [2008], Muncrief u. a. [2012], Dorfer u. Weiler [2013]) sowie angepasste Steuerungen und Regelungen der Nebenaggregate (Andersson [2004], Ennemoser u. a. [2012], Konrad u. a. [2013]) untersucht sowie die Elektrifizierung und Hybridisierung des Antriebsstrangs betrachtet (Parsegian [1969], Hoffman [1972], Lange [2010], Andaloro u. a. [2012], Töpfer u. a. [2012], Kuberczyk u. a. [2013], Freimann [2014]).

Im Omnibus nimmt die Klimaanlage innerhalb der Gruppe der Nebenverbraucher die Stellung mit dem größten Einfluss auf die Verbrennungskraftmaschine ein, s. Andersson [2004], Kuitunen u. Kratzing [2014], Jaybhay u. a. [2015]. Folglich besteht ein perspektivisches Potenzial zur Verbesserung der Fahrzeuggesamteffizienz durch Verbesserung der Klimaanlage und resultierend zur Reduktion der Emissionen, s. Kirsamer [1998]. An diesem Punkt setzt die vorliegende Arbeit an und untersucht Maßnahmen und Konzepte zur Verbesserung der Klimakälteproduktion sowie dem bedarfsorientierten Betrieb auf Grundlage des gegenwärtigen Technologiestands der Fahrzeugklimatisierung im Reisebus.

## 1.1. Motivation

In Deutschland waren zu Jahresbeginn 2017 nach Angaben des Kraftfahrt-Bundesamtes 78.949 Omnibusse zugelassen, wobei eine spezifische Unterteilung der Omnibuseinsatzsegmente in Stadtbusverkehr, Regionalverkehr, Gelegenheitsverkehr und Linienfernverkehr durch die Zulassungszahlen des KBA [2017a] nicht wiedergegeben werden. Die Zulassungszahlen spiegeln jedoch eine Trendwende ab 2013 wieder, welche im Wesentlichen mit der Liberalisierung des Fernbusmarktes in diesem Jahr korreliert. Waren die Fahrzeugbestandszahlen bis 2012 für Omnibusse rückläufig, stiegen ab 2013 die Neuzulassungszahlen und der Fahrzeugbestand wuchs in diesem Jahr um 2.961 Fahrzeuge an, s. KBA [2012], KBA [2017a, b]. Dieser Bestandszuwachs wird durch die Daten des Statistischen-Bundesamtes für die Jahre 2012 und 2016 bestätigt. Demnach stieg die jährliche Beförderungsleistung mit Omnibussen von 2,5 Mio.-Fahrgäste in 2012 auf 23 Mio.-Fahrgäste in 2016, wobei die Beförderungsleistung im Liniennahverkehr nahezu gleich geblieben ist, s. Destatis [2017]. Gleichzeitig ist die Anzahl der Fernbuslinien ohne grenzüberschreitende Ziele von 131 in 2013 auf 305 in 2016 angestiegen, womit in Deutschland insgesamt 8.990 Linienfahrten wöchentlich bedient werden, s. BAG [2016]. Der Fernbusmarkt zeigt damit einen deutlichen Wachstumstrend dem, zum aktuellen Stand des deutschen Linienfernverkehrs, zukünftig eine nahezu Verdopplung prognostiziert wird, s. Eisenkopf u. Burgdorf [2010] und Statista [2017b].



**Abbildung 1.1.:** Primärenergieverbrauch und CO<sub>2</sub>-äquivalente Emissionen im Verkehrsmittelvergleich, Stand 2007 und prognostiziertes Reduktionspotenzial für 2015 für einen durchschnittlichen Auslastungsgrad von 70% nach ifeu [2009] sowie Trendentwicklung für den Reisebus nach Nutzfahrzeugstudie [2016] mit Potenzialverbesserung für die betrachtete Weiterentwicklung im Bereich: Motor/Getriebe, Abwärmenutzung und Optimierung Nebenaggregate für den Zeithorizont 2030.

Nach einer Studie des Instituts für Energie- und Umweltforschung (ifeu) ist die Personenbeförderung mit dem Reisebus in Gegenüberstellung zu verschiedenen anderen Reiseverkehrsmitteln im ökologischen Sinn am besten, s. ifeu [2009]. Abbildung 1.1 zeigt die im Rahmen dieser Studie ermittelten Primärenergieverbräuche der betrachteten Verkehrsmittel sowie die entsprechenden CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen in Bezug auf einen Platz-km. Der Primärenergieverbrauch beschreibt dabei den gesamten Verbrauch der für die Gewinnung, Wandlung, Distribution und für den Endvorgang benötigte Energie unter Einbeziehung aller Verluste in dieser Kette, geläufig als Well-to-Wheel bekannt, s. Braess u. Seifert [2013]. Die dargestellten CO<sub>2</sub>-Äquivalente geben in diesem Zusam-



menhang die Summe aller in dieser Kette emittierten Emissionen bezogen auf die Wirkung einer vergleichbaren emittierten Menge CO<sub>2</sub> wieder. In der ifeu-Studie werden gleichzeitig Prognosen für die Reduktion des Primärenergieverbrauchs und der Emissionen dargestellt, wobei die Reduktionspotenziale der dargestellten Verkehrsmittel auf technologische Weiterentwicklungen zurückzuführen sind. Von diesen auf technologischen Fortschritten basierenden Reduktionspotenzialen ausgenommen ist das in der Studie angenommene Verbesserungspotenzial des Reisebusses. Das in der Studie angegebene Verbesserungspotenzial des Reisebusses beruht ausschließlich auf einer vermehrten Bestuhlung und reduziert allein hierdurch den angegebenen Primärenergieverbrauch je Platz-km. Dieses nicht auf technologischen Verbesserungen des Antriebsenergieverbrauchs basierende Potenzial wird durch die publizierten Emissionsvergleiche verschiedener Verkehrsmittel durch das Umweltbundesamt bestätigt. In diesen Emissionsvergleichen für die Bezugsjahre 2010 und 2014 werden keine Veränderungen des Primärenergieverbrauchs und der Emissionen für den Reisebus dargestellt, s. UBA [2012] und UBA [2016]. Daneben zeigt die von der Shell GmbH und dem Institut für Verkehrsforschung des DLR durchgeführte Studie über Trends und Perspektiven aktueller und zukünftiger Entwicklungen in der Nutzfahrzeugtechnik für Lkw und Busse eine ähnliche Potenzialabschätzung, s. Nutzfahrzeugstudie [2016]. Die darin dargestellte Trendentwicklung benennt für den Betrachtungshorizont 2020 keine Änderung bezüglich Gesamteffizienz bzw. Kraftstoffverbrauch für den Reisebus aufgrund technologischer Fortschritte. Im Wesentlichen wird vorerst ab dem Zeithorizont 2030 eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs aus der Summe von effizienzverbessernder Maßnahmen für Motor, Getriebe, Abwärmenutzung und optimierter Nebenaggregate erwartet.

Die in den zuvor genannten Studien als nicht vorhanden angenommenen Verbesserungspotenziale werden zum Beispiel bei Bergk u. a. [2017] kritisiert und stehen im Wesentlichen Widerspruch zu den vom Autor geführten Untersuchungen: s. Kaiser u. a. [2012a, b, c], Kaiser u. a. [2013] und Kaiser u. a. [2015]. In diesen vom Autor vorgestellten Untersuchungen werden Verbesserungspotenziale aufgrund geeigneter Thermomanagementmaßnahmen im Bereich der Fahrzeugklimatisierung dargestellt und zeigen deutlich derzeit mögliche Potenziale zur Effizienzverbesserung von Reisebussen. Die hierzu untersuchten Thermomanagementmaßnahmen gründen dabei auf dem gegenwärtig eingesetzten Technologiestand zur Klimakälteproduktion auf Basis des Kompressions-Kaltdampfprozesses sowie dessen Betriebsstrategien.

In Orientierung an diesen gerade erwähnten Widerspruch werden in der vorliegenden Arbeit umfangreich Maßnahmen und Konzepte zur Effizienzverbesserung des Reisebusses auf Basis des kompressionsbasierten Kaltdampfprozesses methodisch untersucht und im Gegensatz zu den oben aufgeführten Studien derzeit bereits mögliche Verbesserungspotenziale dargelegt. Dabei wird aufgezeigt, dass durch vergleichsweise einfache Verbesserungsmaßnahmen und -konzepte allein im Bereich des Klimatisierungssystems der Kraftstoffverbrauch des Reisebusses und damit die indirekten, kraftstoffverbrauchsbasierten Treibhausgasemissionen verringert werden können. Angesichts der dadurch möglichen Reduzierung der indirekten Treibhausgasemissionen wird damit den politischen Forderungen aus dem Kyoto-Protokoll und dem Pariser Übereinkommen von 2015 nachgegangen. Daneben werden gleichzeitig mit dem Montreal-Protokoll und der Ergänzung durch das Kigali-Abkommen von 2016 die Minderung des Treibhausgaspotenzials derzeit verwendeter Kältemittel sowie die Reduzierung direkter Treibhausgasemissionen aus Klimatisierungssystemen gefordert. Diese direkten Treibhausgasemissionen aufgrund ungewollter Freisetzung derzeit eingesetzter Kältemittel, z.B. R-134a, mit hohem Treibhausgaspotenzial sind durch Unfälle, Leckagen und Wartungsarbeiten entsprechend der großen Kältemittelfüllmenge in Omnibusklimaanlagen erheblich, s. Schwarz [2007], Eberwein [2011]. Aus diesem Grund werden in den Maßnahmen- und Konzeptbewertungen der vorliegenden Arbeit, neben dem konventionell eingesetzten Kältemittel R-134a, zusätzlich die Betrachtung

der alternativen Ersatzkältemittel R-1234yf und R-445A sowie des natürlichen Kältemittels R-744 (CO<sub>2</sub>) einbezogen. Die Untersuchung der Maßnahmen und Konzepte sowie die Betrachtung der verschiedenen Kältemittel erfolgt dabei auf Basis eines Gesamtfahrzeug-Systemmodells eines Reisebusses sowie unterschiedlicher Klimaregionen mit unterschiedlichen Leistungsanforderungen an das Klimatisierungssystem. Dazu werden für die gewählten Klimaregionen jeweils ein Fahrstreckenszenario realitätsnah nachempfunden und auf dieser Basis virtuelle Fahrten monatlich über das Jahr verteilt durchgeführt. Grundsätzlich soll hiermit gezeigt werden, dass sowohl die indirekten als auch die direkten Treibhausgasemissionen des Reisebusses bereits derzeit durch technologische Maßnahmen und Konzepte im Bereich des Nebenverbrauchers Klimaanlage verringert werden können. Darüber hinaus ist nach Wissen des Autors in der Literatur keine wissenschaftliche Arbeit bekannt, welche umfassend und vergleichend Verbesserungsmaßnahmen und -konzepte sowie verschiedene Kältemittel für die Klimakälteproduktion im Omnibus untersucht.

## 1.2. Stand der Technik und Wissenschaft

In diesem Abschnitt wird eine kurze Übersicht zur Fahrzeugklasse der Omnibusse und den hier eingesetzten unterschiedlichen Klimatisierungssystemen gegeben. Weiterhin werden das in dieser Arbeit zugrunde liegende spezifische Klimatisierungssystem des Reisebusses sowie die allgemeinen Leistungsanforderungen an den Kühlbetrieb der Klimaanlage dargestellt. Darauf folgt ein Exkurs in die Frage aktueller und zukünftiger in der Omnibusanwendung möglicher Kältemittelooptionen. Abschließend wird die Literatur zu unterschiedlichen Konzepten für die omnibusspezifische Klimakälteproduktion sowie zu Omnibusmodellen zur Verbrauchs- und Thermomanagementsimulation im Bereich der Fahrzeugklimatisierung beleuchtet.

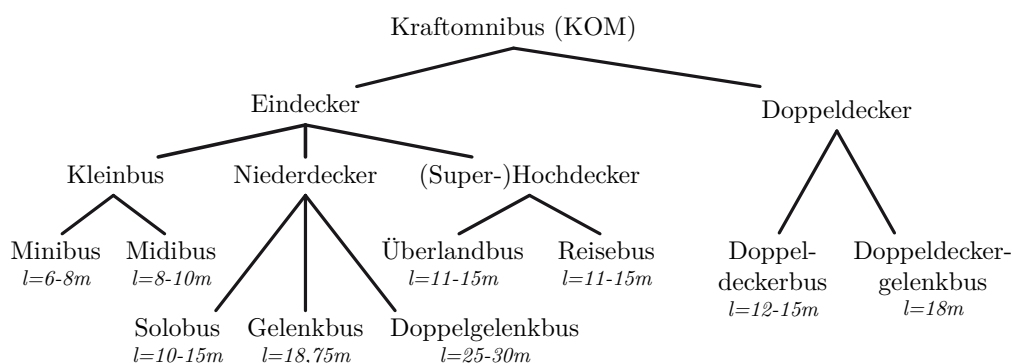


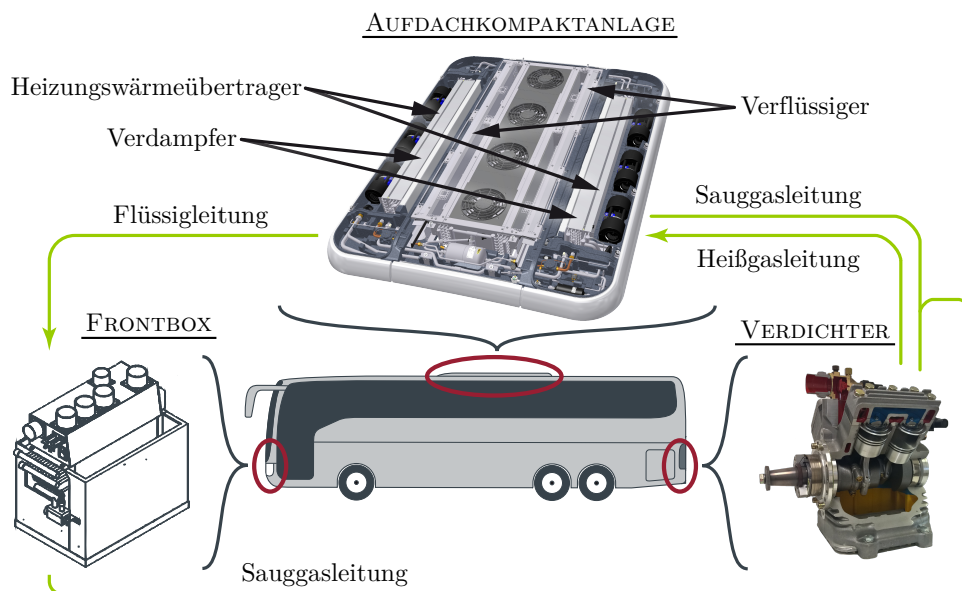
Abbildung 1.2.: Allgemeine Kategorisierung von Omnibussen (eigene Unterteilung).

## Omnibusklassifizierung und Klimakälteproduktion im Omnibus

Der Begriff Omnibus ist eine sehr allgemeine und gleichsam die geläufigste Umschreibung für die in der Richtlinie 2007/46/EG [2011] amtlich definierte Fahrzeugklasse der Kraftomnibusse (KOM). Innerhalb dieser abgegrenzten Fahrzeugklasse werden Fahrzeugunterarten unterschieden, welche sich grundlegend nach Richtlinie 2001/85/EG [2001] durch die mögliche Anzahl zu befördernder Fahrgäste sowie der Anzahl von Steh- und Sitzplätzen charakterisieren. Neben dieser gerade genannten Unterteilung werden Omnibusse typischerweise nach ihren Aufbaukonzepten, d.h. nach den einsatzspezifischen Konstruktionsausprägungen unterschieden. Eine derartig mögliche Unterteilung zeigt Abbildung 1.2.

Kennzeichnend für den Einsatz beispielsweise als Stadtbuss sind Niederdecker-Solobusse und Niederdecker-Gelenkbusse, die durch ihre Niederflurtechnik das Ein- und Aussteigen für Fahrgäste erleichtern. Reisebusse hingegen werden größtenteils als Superhochdecker entworfen, wodurch neben der für die Fahrgäste als angenehm empfundenen höheren Sitzposition unter anderem benötigter Gepäckstauraum unter dem Fahrgastraum geschaffen wird, s. Bühler [2000].

Entsprechend den ausprägungsspezifischen Fahrzeuggrößen werden in den Omnibusunterarten Klimatisierungssysteme unterschiedlicher Leistungsgruppen eingesetzt. In kleineren Omnibussen, wie Mini- und Midibus, kommen gewöhnlich Klimaanlageanlagen mit Kälteleistungen um 6-18 kW zum Einsatz, wohingegen in größeren Omnibussen Anlagen mit Kälteleistungen um 20-50 kW verwendet werden. Neben den Leistungsgruppen werden Klimatisierungssysteme auch in verschiedenen Bauformen ausgeführt, gewöhnlich unterscheidet man diese in Kompaktanlagen, Integrierte-Kompaktanlagen, Splitanlagen und Anbau- oder Aufdach-Kompaktanlagen, s. Köhler [1988], Mayer [1997]. Eine weitere, aber seltene Ausführung sind Sekundärkreislaufsysteme, s. Gumbel [1998], Lemke u. Kosowski [2005], Bolz u. a. [2011]. Derartige Konzepte nutzen ein sekundäres Trägerfluid, für gewöhnlich ein Wasser-Glykol-Gemisch, welches für den Kühl- bzw. Heizbedarf konditioniert und zur Innenraumklimatisierung an im Fahrzeug verteilte Wärmeübertrager weitergeleitet wird.



**Abbildung 1.3.:** Topologie des Klimatisierungssystems im Reisebus mit Aufdachkompaktanlage (Fahrgastraum-Klimatisierung), Frontbox (Fahrerarbeitsplatz-Klimatisierung) und Kältemittelverdichter im Motorraum (angetrieben von Verbrennungskraftmaschine mittels Riementrieb).

Gegenüber dem Sekundärkreislaufsystem konditionieren die aufgezählten typischen Klimaanlagebauformen den Zuluftstrom des zu klimatisierenden Innenraums direkt, also ohne sekundäres Trägerfluid. Hierzu enthalten beispielsweise Integrierte-Kompaktanlagen alle Komponenten zum Kühlen, Heizen und Lüften. Bei Splitanlagen sind dagegen nicht alle Systemkomponenten in einem Anlagengehäuse untergebracht. Typischerweise werden in Splitanlagen die Systemkomponenten an zwei örtlich getrennten Positionen im Fahrzeug untergebracht. Zudem müssen in Splitanlagen Komponenten zum Lüften und Heizen nicht zwangsläufig enthalten sein. Die Aufdachkompaktanlage ist die verbreitetste Bauform bei Eindecker-Omnibussen (s. Lampe u. a. [1985], Hassel u. a. [2005], Boltz [2005], Mallak [2007], Schütz [2008]). Bei diesem Anlagentyp befinden sich alle Systemkomponenten zum Kühlen, Heizen und Lüften, mit Ausnahme des Kältemittelverdichters, in einem Anlagengehäuse

auf dem Fahrzeugdach, s. Abbildung 1.3. Daneben nimmt die Klimatisierung des Fahrerarbeitsplatzes eine Sonderstellung ein und wird durch eine zusätzliche Kompakteinheit (Frontbox) individuell klimatisiert, s. Zimmermann [1992], Wolf u. Thelen [1993], Kamuf [2002].

Für die Klimatisierung der Liniennahverkehrsbusse, im Wesentlichen Stadt- und Überlandbusse, ist im Kühlbetrieb die Absenkung der Fahrgastraumtemperatur nach Rahmenempfehlungen des Verbandes Deutscher Verkehrsunternehmen e.V. um  $\Delta T = 3\text{ K}$  unterhalb der Umgebungslufttemperatur ausreichend, s. VDV Schrift 236 [1996], VDV Schrift 231 [2004]. Demgegenüber werden durch die Güte- und Prüfbestimmung des GBK e.V. an die Klimatisierung des Reisebusses erheblich höhere Grundanforderungen gestellt, s. Bühler [2000]. Die Mindestanforderungen der Güte- und Prüfbestimmung des GBK e.V. an den Kühlbetrieb sind zum einen die gleichmäßige Fahrgastraumabkühlung auf  $+25^\circ\text{C}$  bei einer Außentemperatur von  $+32^\circ\text{C}$  und zum anderen die Erhaltung der Fahrgastraumtemperatur von  $+25^\circ\text{C}$  mit stündlichem 15-fachem Luftwechsel bei einer Außentemperatur von  $+32^\circ\text{C}$  und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 70 %. Zudem wird gefordert, dass während der Fahrt mit voll besetztem Fahrzeug der Temperaturunterschied im Fahrgastraum entlang der Fahrzeuglängsachse nicht mehr als  $\Delta T = \pm 2\text{ K}$  betragen darf, s. VDI 6032 [2004].

Neben den Anforderungen des GBK e.V. haben Bushersteller vor dem Hintergrund der globalen Einsatzfähigkeit von Reisebussen zusätzliche Lastenhefte erarbeitet. In diesen Hersteller-Lastenheften werden wesentlich höhere Leistungsanforderungen definiert, unter anderem wird zum Beispiel die Absenkung der Fahrgastraumtemperatur bis auf mindestens  $+22^\circ\text{C}$  bei einer Außentemperatur von  $+40^\circ\text{C}$  gefordert, s. Sonnekalb [2006].

Die Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit konzentrieren sich nach der in Abbildung 1.2 dargestellten Kategorisierung auf einen Reisebus und einer für diese Fahrzeugklasse typischen Aufdachkompaktanlage mit Frontbox (s. Abbildung 1.3). Hierzu werden zwei Anlagensysteme betrachtet, zum einen das in dieser Fahrzeugklasse am häufigsten installierte System mit einer typischen Verdampfer-Nennleistung von 40 kW und dem Kältemittel R-134a und zum anderen ein am Markt angebotenes System mit einer Verdampfer-Nennleistung von 33 kW und dem Kältemittel R-744.

### Kältemitteldiskurs

Der Großteil der Klimaanlage des weltweiten Busflottenbestandes sowie die Klimaanlage in neu produzierten Omnibussen sind und werden derzeit mit dem Kältemittel R-134a ausgerüstet, s. Köhler [2011]. Das Kältemittel R-134a hat allerdings einen erheblichen Einfluss auf den Treibhauseffekt und wird mit einem Treibhauspotenzial von  $\text{GWP} = 1430$  ausgewiesen, s. EPA [2013]. Um dem fortlaufenden Anstieg von Treibhausgasen in der Atmosphäre entgegenzuwirken, wurde 1997 das Kyoto-Protokoll verfasst, welches neben der Senkung der weltweiten  $\text{CO}_2$ -Emissionen auch die Verbesserung von bereits vorhandenen R-134a-Anlagen bezüglich Effizienz und Leckage sowie die Verwendung von alternativen Kältemitteln vorsieht. Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union haben in diesem Zusammenhang die Richtlinie 2006/40/EG [2006] verabschiedet, in der ein schrittweises Verbot von Kältemitteln mit einem Treibhauspotenzial von  $\text{GWP} > 150$  in neuen Pkw-Klimaanlagen forciert wird. Die Klimaanlage im Reisebus ist von dieser Gesetzgebung aktuell nicht betroffen. Allerdings ist die Ausweitung der Richtlinie 2006/40/EG [2006] auf weitere Fahrzeugklassen, wie dem Omnibus, vorstellbar. Daneben wurde aufgrund der nicht allein auf den Verkehrssektor limitierten Verwendung von Fluorkohlenwasserstoffen (HFKW und FKW, wie R-134a) die Verordnung (EU) 517/2014 [2014], auch bekannt als F-Gas-Verordnung, verabschiedet. Hiermit soll das Inverkehrbringen von F-Gasen in allen Anwendungszweigen und die im Umlauf befindlichen HFKW- und FKW-Mengen durch Verwendungsverbote in Verbindung mit Wartung

und Instandsetzung sukzessive reduziert werden. Auf der Ebene der Vereinten Nationen wird dieses Ziel durch die Ergänzung des Montreal-Protokolls mit dem Kigali-Abkommen verfolgt, s. BMUB [2016]. Folglich wird sich die Verfügbarkeit der derzeit konventionellen synthetischen Kältemittel mit GWP>150 im Verlauf der Lebensdauer sowohl bestehender als auch zukünftiger Klimaanlage wesentlich reduzieren, wodurch die Beschaffung zunehmend unwirtschaftlicher werden wird.

Eine Alternative für die Omnibusklimatisierung auf Basis des natürlichen Kältemittels R-744 ( $\text{CO}_2$ , GWP=1) wurde bereits Mitte der 1990er von Köhler [1995], Köhler u. Sonnekalb [1996a, b] erforscht und bis zum erfolgreichen Serieneinsatz weiterentwickelt, s. Köhler u. a. [1998], Köhler u. Sonnekalb [1998], Sonnekalb [2002]. Nach Angaben der Deutschen Umwelthilfe sind seit Ende 2015 mindestens 100 Busse mit einer R-744-basierten Klimaanlage in Betrieb gegangen, s. DUH [2015], Huth u. Maier [2015]. Gegenwärtig werden die angebotenen R-744-basierten Systeme noch vorwiegend in der Stadtbusanwendung jedoch mit deutlich zu erkennender Trendzunahme eingesetzt, s. Rindsfüßer [2008], Friedrich u. Huth [2013], Mayer [2013] und Ranson [2015], UBA [2017b] sowie Automotive World [2017]. Gleichwohl ist die Mehrheit moderner Omnibusse mit R-134a-basierten Systemen ausgerüstet oder werden mit dieser Standardtechnik ausgerüstet in Betrieb genommen. Alternativen für eine Umstellung der R-134a-basierten Systeme sind sogenannte Ersatz bzw. Retrofit oder Drop-In Kältemittel, welche ähnliche thermodynamische Eigenschaften wie R-134a besitzen, jedoch einen geringeren GWP-Wert aufweisen, s. Brown [2009], Low u. Schwennesen [2014].

Von Achaichia u. San Román [2011] wird für die Kältemittelumstellung in Omnibusklimaanlagen das Kältemittel R-1234yf (GWP=4) untersucht. Achaichia u. San Román [2011] zeigen dabei auf Basis von Messung, dass hiermit ähnliche Leistungen und Effizienzen im Vergleich zu R-134a erzielt werden können. Die europäische Automobilindustrie hat sich im Kontext der Kältemittelumstellung aufgrund der Richtlinie 2006/40/EG [2006] bereits 2009 für R-1234yf als Alternative für R-134a entschieden, s. Sorg [2010], Wertenbach [2011], Hoffmann [2017]. Infolge einer bereits diskutierten Ausweitung der Richtlinie 2006/40/EG [2006] auf Omnibusse und unter Berücksichtigung der Verordnung (EU) 517/2014 [2014] könnte sich der Omnibusbereich an der Automobilindustrie orientieren und auf die Erfahrungen mit R-1234yf zurückgreifen. Allerdings wurde die Einführung von R-1234yf im Automobilbereich angesichts der möglichen Entflammbarkeit und der toxischen Verbrennungsprodukte kontrovers diskutiert, s. BAM [2009], Daimler AG [2012a], Schedel [2012], KBA [2013], Burkert [2014], UBA [2014], Köhler [2015]. Aus diesem Grund sowie dem zusätzlichen Sicherheitsaspekt durch die wesentlich höheren Kältemittelfüllmengen in der Omnibusanwendung sind die Omnibushersteller und Zulieferer im Zusammenhang mit der Kältemittelumstellung zu R-1234yf zurückhaltend, s. Huth u. Maier [2015], Eberspächer [2016].

Alternativen zu R-1234yf für den Einsatz in Omnibusanlagen hat zum Beispiel das Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI) untersucht. Innerhalb der durchgeführten Evaluierungen wurden die Kältemittelgemische R-444A und R-450A vergleichend zu R-134a analysiert. Dabei zeigen beide Kältemittelgemische eine etwas geringere bis vergleichbare Kälteleistung und Systemeffizienz, s. Kopecka u. a. [2013]. Allerdings muss R-450A als Alternativlösung für die Omnibusanwendung in Orientierung an die Richtlinie 2006/40/EG [2006] aufgrund des hohen GWP=605 ausgeschlossen werden. Im Gegensatz zu R-450A weist R-444A einen GWP=92 auf, zeigt aber eine ähnliche Entflammbarkeit wie R-1234yf, s. SAE MRB CRP [2013]. Eine weitere mögliche Lösung ist das innerhalb der MAC-Refrigerant-Blend-Gruppe des SAE geführten Cooperative-Research-Program untersuchte Kältemittelgemisch R-445A. Der GWP=130 von R-445A ist im Vergleich zu R-444A höher, demgegenüber steht jedoch eine geringere Entflammbarkeit, s. SAE MRB CRP [2013]. Die positive Einsatzfähigkeit von R-445A als alternatives Kältemittel in der Automobilanwendung wurde innerhalb der MAC-Refrigerant-Blend-Gruppe durch eine Reihe von Untersuchungen detailliert

nachgewiesen und als mögliche Lösung hinsichtlich der Richtlinie 2006/40/EG [2006] umfangreich publiziert: L’Huillier u. Peral-Antunez [2011] und Peral-Antunez [2011, 2012, 2013, 2014].

Die Verwendung von R-445A in der Omnibusanwendung wird zum Beispiel bei Schulze u. a. [2015] und Schulze [2013] auf Basis eines theoretischen Kältemittelvergleichs dargestellt. Dabei wurde das Klimatisierungsziel in Gegenüberstellung zum R-134a-Basisystem in vollem Umfang jedoch mit leicht geringerer Systemeffizienz erreicht. Die dabei etwas geringere Systemeffizienz ist dabei vergleichbar zu den Angaben von Low u. Schwennesen [2014]. Gegenüber der leicht gesunkenen Systemeffizienz wird bei Low u. Schwennesen [2014] jedoch auch ein annähernd gleicher Zuwachs an Kälteleistung für den Einsatz von R-445A dargestellt.

Für die R-134a-Klimakältekreisläufe in Omnibussen sind bereits mit den alternativen Kältemitteln R-1234yf und R-445A sowie mit dem natürlichen Kältemittel R-744 Möglichkeiten gegeben, um den oben aufgezählten Gesetzgebungen nachzukommen. In der Literatur sind vergleichende Untersuchungen mit diesen vier Kältemitteln im Zusammenhang mit Verbesserungsmaßnahmen und -konzepten innerhalb der Omnibusanwendung nicht bekannt und sollen aus diesem Grund in der vorliegenden Arbeit untersucht werden.

### **Alternative Systeme und Konzepte für die Omnibusklimatisierung**

Die Untersuchungen in dieser Arbeit konzentrieren sich, wie bereits in den vorangegangenen Abschnitten dargestellt, auf den konventionellen Kompressions-Kaltdampfprozess. Daneben werden in der Literatur alternative Systeme und Konzepte für die Omnibusklimatisierung vorgestellt, auf deren Grundlage mögliche umweltfreundliche und effiziente Lösungen untersucht werden. Diese alternativen Systeme und Konzepte werden nachfolgend dargestellt. Unterschieden werden diese alternativen Systeme und Konzepte dabei hinsichtlich ihres zugrunde liegenden disruptiven oder konservativen Ansatzes. Disruptive Ansätze sind in diesem Zusammenhang alternative Technologien zur Klimakälteerzeugung, welche den Kompressions-Kaltdampfprozess verdrängen könnten. Dagegen bauen konservative Ansätze auf den konventionellen Kompressions-Kaltdampfprozess auf, ohne diese Technologie grundlegend verdrängen zu wollen. Kategorisierungen und Beschreibungen disruptiver Technologien zeigen Brown u. Domanski [2014] sowie Goetzler u. a. [2014a, b], worunter beispielsweise die Magnetokalorik, Thermoelektrik oder die Thermoakustik vorgestellt werden. Allerdings werden diese Technologien, aufgrund des derzeit vorhandenen geringen Leistungsniveaus, nicht als mögliche alternative Lösungen für bestehende Kompressions-Kaltdampfsysteme angesehen. Daneben werden bei Brown u. Domanski [2014] sowie Goetzler u. a. [2014a, b] ebenso die Verdunstungskühlung und die Absorptionkältemaschine beleuchtet, welche bereits für die Klimatisierung von Omnibussen untersucht wurden. Hierzu zeigt zum Beispiel Pesaran u. a. [1992] die Kühlung der Innenraumzuluft durch Verdunstungskühlung mit Wasser als umweltfreundliche Alternative zu den zu dieser Zeit verwendeten Kältemitteln in Kompressions-Kaltdampfsystemen. Realisierungen von Verdunstungskühlsystemen für die Omnibusanwendung, vergleichbar zu den heutigen Aufdachkompaktanlagen, werden bei Ferdows [1989, 1994] präsentiert. Zudem waren nach Angaben von Bom u. a. [1999] in den 1990er über 400 Busse in den USA und mehr als 1200 Busse in Australien mit dieser Technologie ausgerüstet. Allerdings hat sich dieses Konzept aufgrund der Einsatzlimitierung auf sehr warme und trockene Klimate nicht weiter durchsetzen können.

Die Absorptionkältemaschine untersuchen beispielsweise Teng [2010] und Schulze [2013] als mögliches substituierendes Konzept für den konventionellen Klimakältekreislauf im Omnibus. In den dazu vorgestellten Systemen wird zum Austreiben des Kältemittels (R-717: Ammoniak) im Generator die bislang ungenutzte Energie des Abgasstroms der Verbrennungskraftmaschine verwen-

det. In Gegenüberstellung mit dem konventionellen R-134a-Referenzsystem zeigt die bei Schulze [2013] untersuchte Absorptionskältemaschine erhebliche Leistungsschwächen und eine unzureichende Innenraumkühlung. Vergleichbar dazu sind die Ergebnisse von Teng [2010], welche ausschließlich bei sehr hohen Abgasenthalpieströmen die erforderliche Kälteleistung zeigen.

Der ebenso disruptive Ansatz von Jaruwongwittaya u. Chen [2012] nutzt ebenso die Abgasenergie der Verbrennungskraftmaschine zum Antrieb eines Kaltdampfprozesses. Als Kältemittel wird R-718 (Wasser) eingesetzt. Das Kältemittel wird dabei in einem Generator durch den Abgasenthalpystrom zum Sieden und Verdampfen gebracht und anschließend durch zwei Ejektor- bzw. Dampfstrahlpumpenstufen geführt, wodurch der eigentliche Kältekreislauf angetrieben und vom Kältemittel durchlaufen wird.

Mit Hilfe eines Abgasnutzungssystems können ebenso Konzepte mit konservativem Charakter realisiert werden, zum Beispiel mit dem von Ebeling [2019] im Reisebus untersuchten Abgasnutzungssystem auf Basis eines Rankine-Prozesses. Auf Grundlage der von Ebeling [2019] bestimmten Rekuperationspotenziale sowie der vorstellbaren Wandlung dieser in elektrische Energie, ist die Verwendung eines Hybridverdichters eine konzeptionelle Alternative zum konventionellen mechanischen Verdichter. Das bestehende Kompressions-Kaltdampfsystem bleibt bei diesem Konzept unverändert, allein der Kältemittelverdichter wird durch einen Hybridverdichter, welcher mechanisch und zugleich elektrisch angetrieben werden kann, ersetzt, s. Iri u. a. [2000], Mahrman [2003].

Weitere konservative Ansätze sind parallel betriebene Klimakältekreisläufe. Bei Köhler [1988] wird hierzu ein Zweikreissystem erwähnt, dass sich in seiner Anordnung durch zwei voneinander getrennten Kreisläufen, typischerweise linke und rechte Fahrzeugseite, charakterisiert. Aufgrund der Teilung können unter anderem konstruktiv kleinere Verdichter mit neigungswinkelverstellbarer Taumelscheibenkonstruktionen verwendet werden. Neben der vorteilhafteren Einbausituation im Motorraum kann die Effizienz entsprechend der Leistungsregelung potenziell verbessert werden. Daneben zeigt Monsour [2008] ein weiteres parallel betriebenes Zweikreissystem, bei dem die Verdampfer von zwei Kreisläufen sowohl auf der rechten als auch auf der linken Fahrzeugseite installiert sind. Die zwei Kreisläufe können dabei unabhängig voneinander entsprechend dem Kälteleistungsbedarf betrieben werden. Das Kältemittel durchströmt dabei die Kreisläufe parallel, wobei die Luft auf beiden Fahrzeugseiten seriell durch die Verdampfer beider Klimakältekreisläufe geführt wird.

Ein konservatives Konzept mit dezentraler Zuluftkonditionierung durch mehrere Parallelkreisläufe wird von Scheid u. Nicolodi [2005] vorgestellt. In dieser Systemarchitektur wird die zentrale Aufdachkompaktanlage durch mehrere kleinere Dacheinheiten abgelöst. Darüber hinaus verfolgt dieser Ansatz einen monolithischen Modulaufbau, indem alle Teilkomponenten, wie Kältemittelverdichter, Verflüssiger, Verdampfer, Gebläse, Heizungswärmeübertrager usw. in den dezentralen Dachmodulen enthalten sind. Der Verdichter wird dabei elektrisch angetrieben und kann vorzugsweise stufenlos geregelt werden. Das Konzept dezentral-modularer Dacheinheiten wird aktuell von Peteranderl [2018] für die Klimatisierung insbesondere elektrisch angetriebener Omnibusse in Verbindung mit dem Kältemittel R-744 untersucht.

Im Vergleich zum oben dargestellten aktuellen Stand der Technik mit Aufdachkompaktanlagen bedeutet die Realisierung der gerade erwähnten konservativen Ansätze auf Basis aufwendiger Abgasnutzungssysteme oder Parallelkreisläufe einen zusätzlichen konstruktiven Aufwand. Daneben bieten Maßnahmen und Konzepte mit geringem konstruktiven Umsetzungsaufwand gleichermaßen Potenziale für die Effizienzverbesserung der etablierten Klimatisierungssysteme. Diese mit geringem konstruktiven Aufwand zu realisierende Maßnahmen und Konzepte sind Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Arbeit. Die Beschreibungen sowie die Literaturübersichten dieser zu untersuchenden Maßnahmen und Konzepte werden in den nachfolgenden Kapiteln 4 bis 8 vorgestellt.

### **Omnibusmodelle zur Verbrauchs- und Thermomanagementsimulation**

Die numerische Simulation hat sich als effizientes Hilfsmittel im Entwicklungs- und Testprozess von Verbesserungsmaßnahmen etabliert. Die Verwendung von geeigneten Simulationsmodellen ermöglicht zum Beispiel die differenzierte Untersuchung von Effekten aufgrund von Modifizierungen des Klimatisierungssystems und den Folgen hinsichtlich Temperaturänderungen im Fahrzeuginnenraum sowie der Änderung des Energieverbrauchs, vgl. Arici u. a. [1999], Flögel u. a. [2000], Jagsch u. a. [2006], Soppa u. Lund [2012]. Der Einsatz einer Systemsimulation fördert dabei das Verständnis der vielschichtigen Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Teilsystemen sowie die Bewertung einer Gesamteffizienz, s. Lund u. a. [2008], Haase [2009]. In der Literatur werden dazu einige Omnibusmodelle zur Verbrauchs- und Thermomanagementsimulation im Bereich der Fahrzeugklimatisierung vorgestellt: Bei Sonnekalb u. a. [2008] wird ein Omnibussystemmodell präsentiert, welches für den Untersuchungsfokus der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs durch den Einsatz einer R-744-basierten Wärmepumpe entwickelt wurde. Mit Hilfe dieses Systemmodells werden neben verschiedenen Wärmepumpen-Kreislaupologien ebenso verschiedene dynamische Lastanforderungen betrachtet. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden für die Abbildung des Systemverhaltens instationäre Komponenten- und Systemmodelle für den Fahrzeuginnenraum, den Kühlmittel- sowie den Kältemittelkreislauf implementiert. Das Anwendungsbeispiel von Kossel [2011] greift im Wesentlichen auf die vorherigen Entwicklungen bei Sonnekalb u. a. [2008] zurück. Im Unterschied steht die Betrachtung der Innenraumkühlung im Sommerbetrieb auf Grundlage eines R-744-basierten Klimakältekreislaufes. Modelliert wurden dazu die dynamische Fahrzeuglängsdynamik sowie ein instationäres Innenraum-, Kühlmittel- sowie Kältemittelkreislaufmodell. Neben der bei Kossel [2011] hauptsächlichen Darstellung der heterogenen Simulationstechnik steht in der Anwendung des Omnibusmodells der Vergleich zweier Betriebsstrategien zur Leistungs- und Innenraumlufttemperaturregelung mit dem Klimakältekreislauf im Vordergrund.

Verschieden zu den detaillierten instationären Simulationsmodellen bei Sonnekalb u. a. [2008] oder Kossel [2011] ist die Abbildung des Omnibus-Klimatisierungssystems bei Kuitunen u. Kratzing [2014]. Ziel von Kuitunen u. Kratzing [2014] ist die Erweiterung einer bereits vorhandenen simulationsbasierten Gesamtsystembewertung zur standardisierten CO<sub>2</sub>-Emissionszertifizierung von schweren Nutzfahrzeugen, hier der Omnibus, s. Fontaras u. a. [2013], Zacharof u. Fontaras [2016]. Die Systemmodellierung stützt sich dabei, aufgrund der Diversität von Nutzfahrzeugkategorien und Bauvarianten, auf einfache komponentenorientierte Kennfelder und Kennzahlen. Die Ergänzung um das Klimatisierungssystem von Kuitunen u. Kratzing [2014] folgt dieser Strategie, woraufhin auf Grundlage einer gewählten Busvariante und der Bilanzierung der notwendigen Klimatisierungsleistung eine konstante durchschnittliche Verbraucherleistung in die Gesamtsystemberechnung einfließt, vgl. Dünnebeil u. a. [2015].

Das in der vorliegenden Arbeit implementierte Omnibussystemmodell beinhaltet im vollem Umfang die mit dem Klimatisierungssystem in Wechselwirkung stehenden Komponenten und Teilsysteme in einer vollständig dynamischen Gesamtfahrzeugsimulation. Dafür werden zum einen detaillierte Referenzmodelle für einen R-134a- und einen R-744-Klimakältekreislauf modelliert. Zum anderen werden die in Wechselwirkung stehenden Teilsysteme Motorkühl- und Heizungskreislauf, Fahrzeuginnenraum, elektrisches Bordnetz, Regler des Klimatisierungssystems sowie die Fahrzeuglängsdynamik mit Antriebsstrang aufgebaut und sowohl alle relevanten Wärmeübergänge, Druck-, Reibungs- und Wärmeverluste als auch Regelungs- und Steuerungsprozesse abgebildet. Diese sehr detaillierte und vollständig dynamische Systemmodellierung ist im Vergleich zu den zuvor beschriebenen Systemmodellen neuartig für die Bewertung von Verbesserungsmaßnahmen und der Gesamtfahrzeugeffizienz.



### 1.3. Ziele der Arbeit

Die vorangegangene Literaturübersicht hat gezeigt, dass keine wissenschaftliche Arbeit vorhanden ist, welche in einem umfassenden Zusammenhang Verbesserungsmaßnahmen sowie verschiedene Kältemittel für die Klimakälteerzeugung in der Omnibusanwendung vergleichend untersucht. Hierzu ist im Besonderen keine Bewertung auf Basis verschiedener realitätsnaher Randbedingungen und differenzierter Wechselwirkungen im Gesamtfahrzeugsystem bekannt. Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag zum Schließen dieser Lücke in Wissenschaft und Literatur auf Basis des Stands der Technik zur Klimakälteproduktion im Omnibus zu leisten. Dafür soll ein neuartiges Gesamtsystem-Simulationsmodell für einen Reisebus entwickelt werden, dass detailliert und in Gesamtheit mit dem Klimatisierungssystem in Wechselwirkung stehende Komponenten und Teilsysteme berücksichtigt. Daneben sollen für verschiedene klimatische Regionen realitätsnahe Randbedingungen mit dynamischen Fahrprofilen, basierend auf realen Fahrstrecken und diesbezüglich transiente Umgebungsbedingungen, generiert werden. Mit Hilfe des entwickelten Omnibusmodells und den generierten Randbedingungen sollen anschließend für die Kältemittel R-134a und R-744 sowie für die Kältemittel R-1234yf und R-445A die Wirkung folgender mit geringem konstruktiven Aufwand umzusetzender Maßnahmen und Konzepte sowie die Synthese von Maßnahmen und Konzepten bezüglich Effizienz- und Leistungssteigerung untersucht werden:

- ♦ Techniken und Betriebsstrategien zur Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des konventionellen Omnibus-Kältemittelverdichters
- ♦ Betriebsstrategie zur Reduktion des Verdampferleistungsbedarfs durch raumluftgüteorientierte Umluftratenführung
- ♦ Techniken und Betriebsstrategien für eine energetisch günstige Kältemittelunterkühlung
- ♦ Betriebsstrategien zur dynamischen Adaption des Kältemittelhochdrucks
- ♦ Reduktion von Entspannungsverlusten durch Ejektorintegration

Für die Evaluierung der Maßnahmen und Konzepte sollen unterschiedliche Bewertungsgrößen betrachtet werden. Die Bewertungsgrößen sind auf der Seite des Klimakältekreislaufes die Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  sowie die Kälteleistungszahl  $COP$ . Auf der Seite des Gesamtfahrzeugs wird die Effizienz der Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen auf Basis des Kraftstoffverbrauchs  $B_S$  bewertet. Weiterhin wird zur Einschätzung der Maßnahmen- und Konzeptwirkung auf den Kühlbetrieb die mittlere Innenraumlufttemperatur des Fahrgastbereiches mit  $\vartheta_{mR}$  sowie die mittlere Lufttemperatur im Bereich des Fahrerarbeitsplatzes mit  $\vartheta_{FA}$  dargestellt.



## 2. Omnibus-Referenzsysteme und deren Simulationsmodelle

In diesem Kapitel wird das Systemmodell der Omnibus-Gesamtfahrzeugsimulation auf Basis der darin enthaltenen Teilsysteme vorgestellt. Hierzu werden in den folgenden Abschnitten der Aufbau und die Modellierung der Teilsysteme: Klimakältekreislauf, Motorkühl- und Heizungskreislauf, Fahrzeuginnenraum, elektrisches Bordnetz, Regler des Klimatisierungssystems, Fahrzeuglängsdynamik und Antriebsstrang dargestellt. Der Aufbau und die Modellierung des Klimakältekreislaufes wird dabei zum einen für einen R-134a- und zum anderen für einen R-744-Referenz-Klimakältekreislauf beschrieben. Im abschließenden Abschnitt dieses Kapitels werden die Randbedingungen für die Gesamtfahrzeugsimulation und für die Bewertung der anschließenden Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen vorgestellt. Die Bestimmung der Randbedingungen basiert dabei auf der virtuellen Nachbildung realer Fahrstrecken und Fahrten mit entsprechenden orts- und zeitabhängigen Umgebungsrandbedingungen.

### 2.1. R-134a-Klimakältekreislauf

Nachstehend wird der Aufbau des realen R-134a-Omnibus-Klimakältekreislaufes sowie des davon abgeleiteten Simulationsmodells dargestellt. Zudem wird die Modellierung des R-134a-Kreislaufmodells auf Grundlage der gewählten Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen beschrieben. Abschließend werden die Kalibrierung des Simulationsmodells erläutert und es werden Validierungsergebnisse vorgestellt.

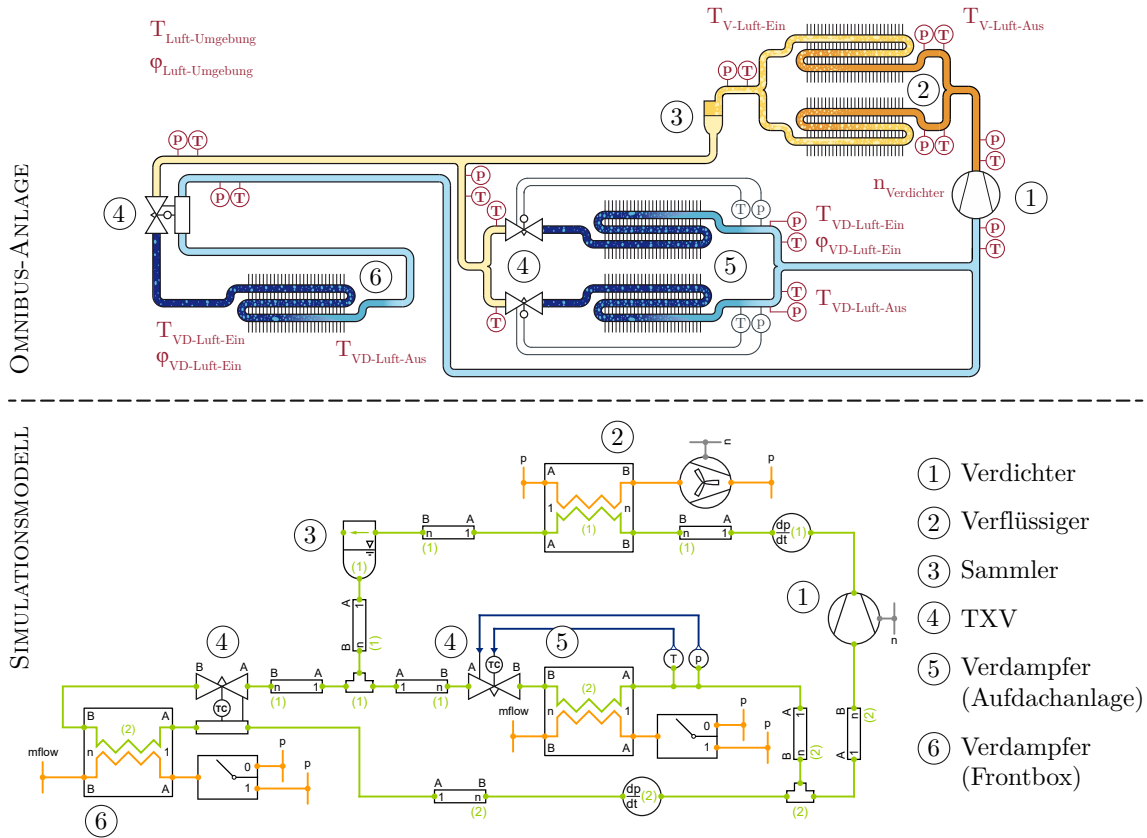
#### Aufbau und Modellierung

Die Systemtopologie des konventionellen R-134a-Omnibus-Klimakältekreislaufes sowie des davon abgeleiteten Simulationsmodells zeigt Abbildung 2.1. Hierbei sind im Simulationsmodell des R-134a-Klimakältekreislaufes die parallelen Verflüssiger sowie Verdampfer der Aufdachanlage, s. Abbildung 1.3, jeweils zu einem charakteristischen Wärmeübertragermodell zusammengefasst. Die geometrischen, thermischen und hydraulischen Charakteristiken der parallelen Verflüssiger sowie Verdampfer werden dazu in den jeweiligen Wärmeübertragermodellen aggregiert. Für die Modellierung des R-134a-Klimakältekreislaufes werden grundlegende Standardmodelle aus der Komponentenbibliothek TIL Suite [2016] (s. Richter [2008], Tegethoff u. a. [2011], Schulze [2013] und Modellbeschreibung in Anhang B) verwendet, welche durch die nachfolgend spezifizierten Berechnungskorrelationen parametrisiert werden.

Grundlage der thermischen und hydraulischen Berechnungen in allen Komponentenmodellen des R-134a-Kreislaufmodells sind die geometrischen Parameter des realen Klimakältekreislaufes. Ausgehend von diesen bekannten Größen werden der erzwungene konvektive Wärmeübergang und der Druckabfall auf der Luftseite in allen Wärmeübertragermodellen mit den von Haaf [1988] aufgestellten Korrelationen berechnet. Die Beschreibung des Wärmeübergangs auf der Kältemittelseite ist durch den Phasenwechselprozess des Kältemittels komplexer. Insbesondere der Wärmeübergangskoeffizient ist in der zweiphasigen sowie phasenwechselnden Gas-Flüssigkeits-Strömung viel höher als in einphasigen Gas- oder Flüssigkeitsströmungen ohne Phasenwechselprozess, s. Köhler [2014]. Aufgrund dessen werden sowohl für die Phasenwechselprozesse, Verflüssigung und Verdampfung, als auch für den

## 2.1. R-134A-KLIMAKÄLTEKREISLAUF

einphasigen Zustand entsprechende Korrelationen für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten verwendet. Der Wärmeübergangskoeffizient bei einphasig vorliegendem Kältemittel und ausgebildeter laminarer Strömung ( $2300 > Re$ ) berechnet sich mit der bei Rohsenow u. a. [1985] sowie Baehr u. Stephan [2006] angegebenen konstanten Nusselt-Zahl von  $Nu=3,657$ . Für die turbulente Strömung ( $2300 < Re$ ) wird die von Rohsenow u. a. [1985] empfohlene Korrelation von Gnielinski [1975] und für größere Reynolds-Zahlen von  $Re > 10^4$  mit der Korrelation von Dittus u. Boelter [1930] zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zugrunde liegenden Nusselt-Zahl herangezogen, s. a. Incropera u. a. [2007]. Für den Phasenwechsel während des Verdampfungsprozesses bestimmt sich der Wärmeübergangskoeffizient nach Baehr u. Stephan [2006] für eine Froude-Zahl von  $Fr < 0,04$  mit der von Shah [1976] und für eine Froude-Zahl von  $Fr > 0,04$  mit der von Chen [1966] publizierten Korrelation, s. a. Collier u. Thome [1998]. Der Wärmeübergangskoeffizient während des Verflüssigungsprozesses wird mit der ebenso von Baehr u. Stephan [2006] empfohlenen Korrelation von Shah [1979] berechnet. Tegethoff [1999] hat in seiner Arbeit für eine vergleichbare Anwendung auf diese zuvor genannten Korrelationen zur Berechnung der kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten während der Verdampfung und Verflüssigung zurückgegriffen und konnte hiermit gute Ergebnisse erzielen.

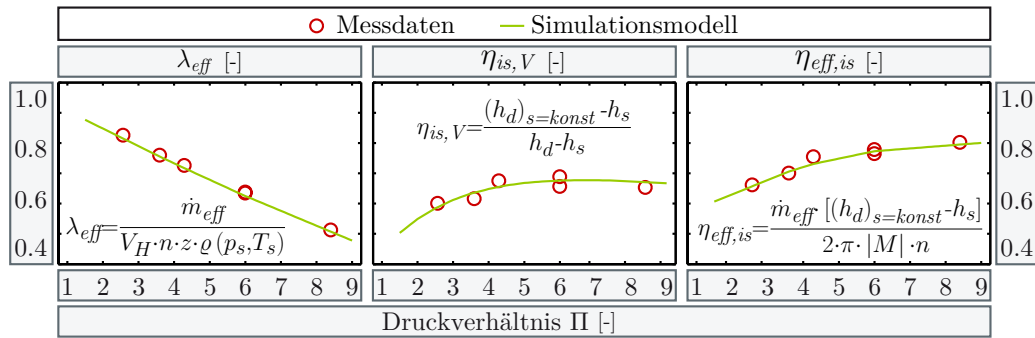


**Abbildung 2.1.:** Systemtopologie R-134a-Omnibus-Anlage (oben) und abgeleitetes Simulationsmodell (unten). Grundlage für die Modellkalibrierung und -validierung sind die in der Systemtopologie der R-134a-Omnibus-Anlage eingetragenen Messstellen und Messgrößen.

Die Vorhersage von hydraulischen Verlusten ist aufgrund der Phasenwechselprozesse des Kältemittels ähnlich komplex wie die Bestimmung des Wärmeübergangs. Wallis [1969], Rohsenow u. a. [1985] sowie Baehr u. Stephan [2006] zeigen hierzu zwei grundlegende Berechnungsansätze zur Bestimmung der hydraulischen Verluste in der Zweiphasenströmung. Auf der einen Seite das homogene

Berechnungsmodell, indem die Annahme gleicher Geschwindigkeiten von Flüssigkeit und Dampf gilt. Auf der anderen Seite das heterogene Berechnungsmodell, indem Flüssigkeits- sowie Dampfphase unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten aufweisen können und somit Schlupf zwischen den Phasen berücksichtigt werden kann. Für die Berechnungen der hydraulischen Verluste im Simulationsmodell des R-134a-Klimakältekreislaufes wird an dieser Stelle auf das homogene Berechnungsmodell zurückgegriffen. Entsprechend der Annahme gleicher Geschwindigkeiten von Flüssigkeits- und Dampfphase wird die mittlere Dichte auf Grundlage des Dampfgehaltes der angenommenen homogenen Strömung berechnet, s. Baehr u. Stephan [2006]. Die dynamische Viskosität wird daneben mit der von McAdams u. a. [1942] vorgeschlagenen Mittelung bestimmt. In Anlehnung an Beattie u. Whalley [1982] und Xu u. a. [2012] wird darauf aufbauend der Druckverlustbeiwert mit der von Swamee u. Jain [1976] formulierten expliziten Approximationen der Colebrook-White-Gleichung (s. Colebrook u. White [1937], Colebrook [1939]) berechnet. Daneben werden die hydraulischen Verluste in der einphasigen Kältemittelströmung und ausgebildeten laminaren Strömung ( $2300 > Re$ ) nach der bei Baehr u. Stephan [2006] gezeigten Herleitung zu  $\zeta = \frac{64}{Re}$  bestimmt. In der ausgeprägten einphasigen turbulenten Strömung ( $2300 < Re$ ) wird der Druckverlustbeiwert wiederum mit der Korrelation von Swamee u. Jain [1976] berechnet.

Die Modellierung des Kältemittelverdichters folgt der bei Försterling [2003] gezeigten Beschreibung der Verdichtercharakteristik durch die Größen: effektiver Liefergrad, effektiver isentroper Gütegrad und isentroper Verdichterwirkungsgrad. Mit Hilfe dieser gerade aufgezählten Bewertungsgrößen wird der Verdichter vollständig als Funktion des Ansaugzustandes  $h_s(p_s, T_s)$ , dem Verdichtungs- enddruck  $p_d$  sowie der Verdichterdrehzahl  $n$  beschrieben, s. Abbildung 2.2. Die Formulierung von expliziten Funktionen für die genannten Bewertungsgrößen erfolgt auf Basis gemessener stationärer Betriebspunkte mit Variation der oben aufgezählten Abhängigkeiten. Der resultierende Verlauf der im Verdichtermodell implementierten Funktionen für den effektiven Liefergrad  $\lambda_{eff}$ , dem effektiven isentropen Gütegrad  $\eta_{eff,is}$  sowie dem isentropen Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{is,V}$  im Vergleich zu messwertbasierten Punkten zeigt Abbildung 2.2.



**Abbildung 2.2.:** Modell eines typischen R-134a-Reisebusverdichters: Vergleich Messdaten und Modellkorrelationen der Bewertungsgrößen effektiver Liefergrad  $\lambda_{eff}$ , effektiver isentroper Gütegrad  $\eta_{eff,is}$  und isentroper Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{is,V}$  für eine exemplarische Verdichterdrehzahl von  $n=1250 \text{ min}^{-1}$  (Messdaten, Gleichungen und Modellkorrelationen nach Försterling [2003, 2018]).

Die Berechnung des Luftmassenstroms der Verflüssigergebläse erfolgt im Simulationsmodell auf Basis einer charakteristischen Gebläsekennlinie nach Herstellerangaben, s. emp-papst [2011]. Hierbei ist die Charakteristik der mehrfachen Gebläse des Realsystems in einem stellvertretenden Gebläsemodell aggregiert. Hinsichtlich etwaiger Drehzahländerungen des Verflüssigergebläses wird die implementierte Gebläsekennlinie mit Hilfe der Proportionalitätsgesetze für die veränderliche Drehzahl dynamisch umgerechnet, s. Bommers u. a. [1994].

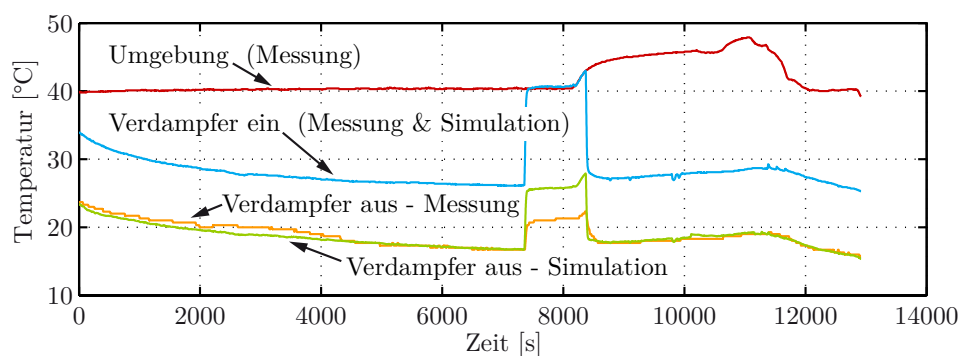
## Kalibrierung und Validierung

Das soeben beschriebene Simulationsmodell des R-134a-Klimakältekreislaufes wurde mit Hilfe von Messdaten kalibriert. Abbildung 2.1 zeigt hierzu die Messstellen sowie die gemessenen Größen im Kältemittelkreislauf und die gemessenen Lufttemperaturen vor sowie hinter den Wärmeübertragern. Sowohl die Lufttemperaturen am Verflüssiger als auch am Aufdach-Verdampfer wurden in der tatsächlichen Messanordnung durch die gegebene Länge der Wärmeübertrager an mehreren Positionen entlang der Wärmeübertrager aufgezeichnet. Für die Modellkalibrierung wurden die gemessenen Temperaturen entlang der Wärmeübertrager zeitlich arithmetisch gemittelt. Zusätzliche Messgrößen waren unter anderem die Umgebungslufttemperatur und -feuchtigkeit, die Innenraumlufttemperatur und -feuchtigkeit, die Stellgrößen der Verdampferlüfter-Steuerung von Frontbox und Aufdachanlage sowie die Stellgröße der Verflüssigergebläse-Steuerung. Weiterhin aufgezeichnet wurden die Stellgröße der Umluftklappen-Steuerung von Frontbox und Aufdachanlage sowie die Verdichterdrehzahl.

**Tabelle 2.1.:** Mittels Kalibrierungsfaktor  $a_{KF}$  angepasste Berechnungsgrößen im Simulationsmodell des R-134a-Klimakältekreislaufes (14 Kalibrierungsfaktoren).

Verflüssiger	Frontbox-Verdampfer	Aufdach-Verdampfer	Rohrleitungen
$a_{KF-1} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-3} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-5} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-7 \text{ bis } 14} \cdot \zeta_{VLE}$
$a_{KF-2} \cdot \zeta_{VLE}$	$a_{KF-4} \cdot \zeta_{VLE}$	$a_{KF-6} \cdot \zeta_{VLE}$	

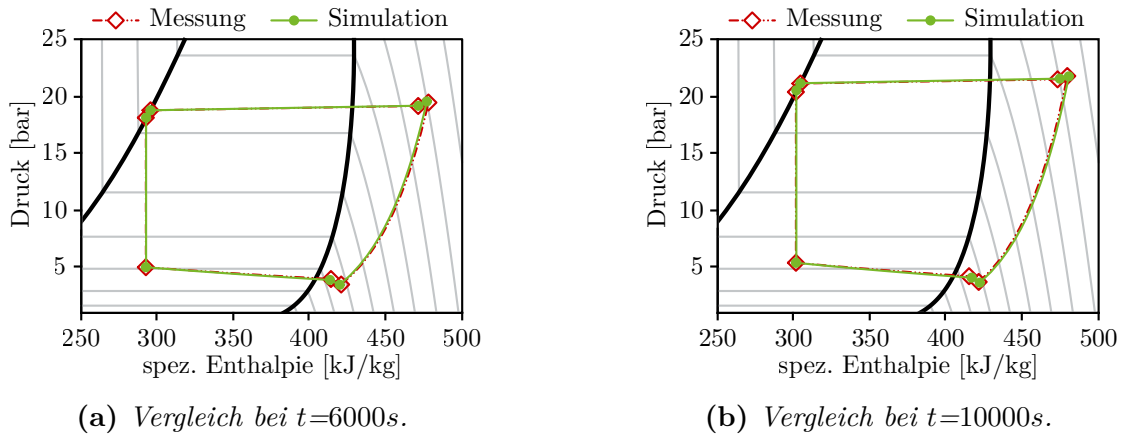
Das betrachtete Messszenario für die Modellvalidierung beschreibt einen Abkühlversuch mit sehr hohen Umgebungstemperaturen (Messdaten nach Försterling [2018]). Die Umgebungstemperatur wurde hierzu im ersten Abschnitt der Messaufzeichnung bei ungefähr 40 °C gehalten und nach ca. 8000 s auf ungefähr 48 °C erhöht. Der Fahrzeuginnenraum hatte zu Versuchsbeginn eine mittlere Lufttemperatur von 42 °C. Der Kältemittelverdichter wurde über den gesamten Zeitraum des Versuches bei einer annähernd konstanten Drehzahl von 2400 U/min betrieben.



**Abbildung 2.3.:** Simulationsmodell R-134a-Klimakältekreislauf: Vergleich der gemessenen und simulierten Lufttemperaturen am Frontbox-Verdampfer (Frontbox im Umluftbetrieb, um  $t=8000$  s kurzzeitiger Frischluftbetrieb; Messdaten nach Försterling [2018]).

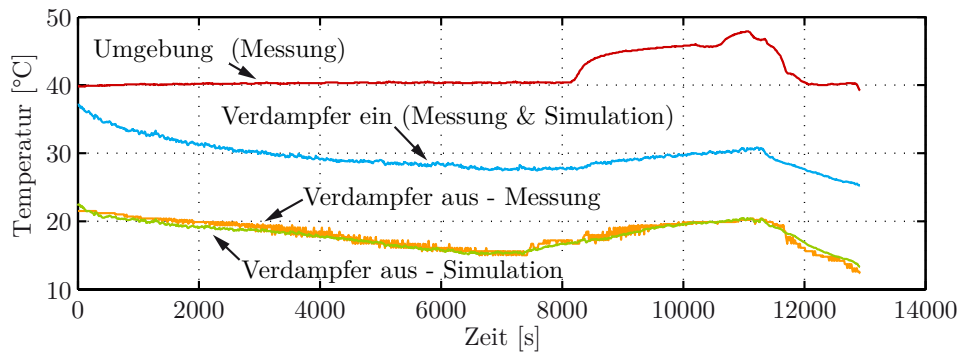
Für die Modellkalibrierung des R-134a-Klimakältekreislaufes wurden die im vorangegangenen Abschnitt spezifizierten Korrelationen zur Berechnung der kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlustbeiwerte mit Hilfe eines konstanten Faktors (Kalibrierungsfaktor  $a_{KF}$ ) angepasst, s. Tabelle 2.1. Dazu wurden die Abweichungen der simulierten Kältemitteltemperaturen und Kältemitteldrücke sowie die Lufttemperaturen nach den Wärmeübertragern an die in

Abbildung 2.1 dargestellten korrespondierenden Messgrößen unter Anwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate minimiert. Die Berechnung von Druckverlust und Wärmeübergang auf der Luftseite wurden dabei nicht modifiziert.

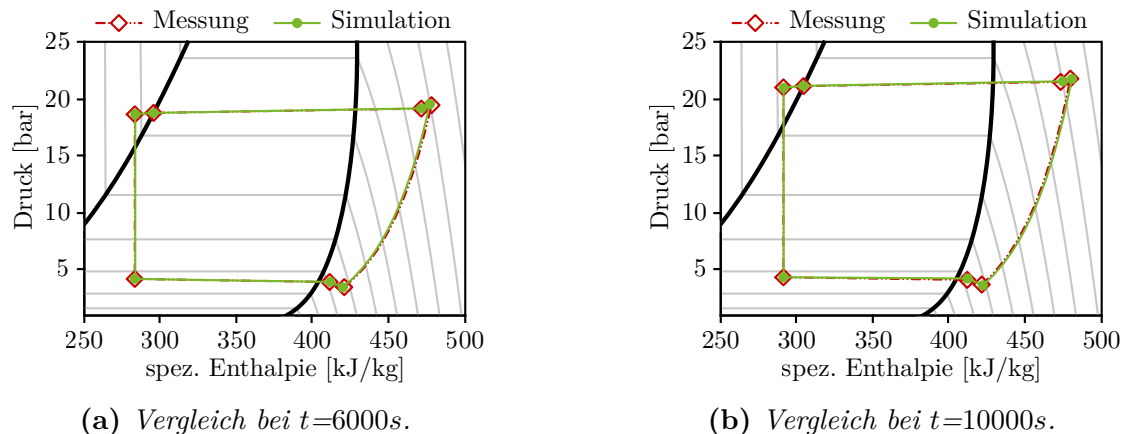


**Abbildung 2.4.:** Simulationsmodell R-134a-Klimakältekreislauf: Vergleich Messung und Simulation des Frontbox-Verdampferkreises im  $ph$ -Zustandsdiagramm. Prozesszustände für zwei exemplarische Zeitpunkte bei  $t=6000s$  und  $t=10000s$  (Messdaten nach Försterling [2018]).

Die Validierungsergebnisse nach der durchgeführten Modellkalibrierung sind in Abbildung 2.3, Abbildung 2.5, Abbildung 2.4 sowie in Abbildung 2.6 dargestellt. Der Vergleich von gemessenen und simulierten Temperaturverläufen am Austritt des Frontbox- und Aufdach-Verdampfers weist darin eine sehr gute Übereinstimmung auf. Der valide kältemittelseitige Prozessverlauf, zum einen für den Frontbox-Verdampfer-Teilkreislauf und zum anderen für den Aufdach-Verdampfer-Teilkreislauf, zeigen die Zustandsdiagramme in Abbildung 2.4 sowie in Abbildung 2.6. Neben der aufgenommenen bzw. abgegebenen spezifischen Wärme im Verdampfer bzw. Verflüssiger werden darin auch die wesentlichen Druckzustände sowie das Druckverhältnis am Kältemittelverdichter und die Verdichtungsendtemperatur im Vergleich zu messdatenbasierten Punkten dargestellt. Die Vergleiche der gemessenen und simulierten Prozesszustände in Abbildung 2.4 und Abbildung 2.6 zeigen hierbei ebenso eine sehr gute Übereinstimmung des Simulationsmodells zu den Messdaten.



**Abbildung 2.5.:** Simulationsmodell R-134a-Klimakältekreislauf: Vergleich der gemessenen und simulierten Lufttemperaturen am Aufdach-Verdampfer (Aufdachanlage durchgängig im Umluftbetrieb; Messdaten nach Försterling [2018]).



**Abbildung 2.6.:** Simulationsmodell R-134a-Klimakältekreislauf: Vergleich Messung und Simulation des Aufdach-Verdampferkreises im  $ph$ -Zustandsdiagramm. Prozesszustände für zwei exemplarische Zeitpunkte bei  $t=6000s$  und  $t=10000s$  (Messdaten nach Försterling [2018]).

## 2.2. R-744-Klimakältekreislauf

Nachfolgend wird der Aufbau des realen R-744-Omnibus-Klimakältekreislaufes sowie des davon abgeleiteten Simulationsmodells dargestellt. Zudem wird die Modellierung des R-744-Kreislaufmodells auf Grundlage der gewählten Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen beschrieben. Abschließend werden die Kalibrierung des Simulationsmodells erläutert und Validierungsergebnisse vorgestellt.

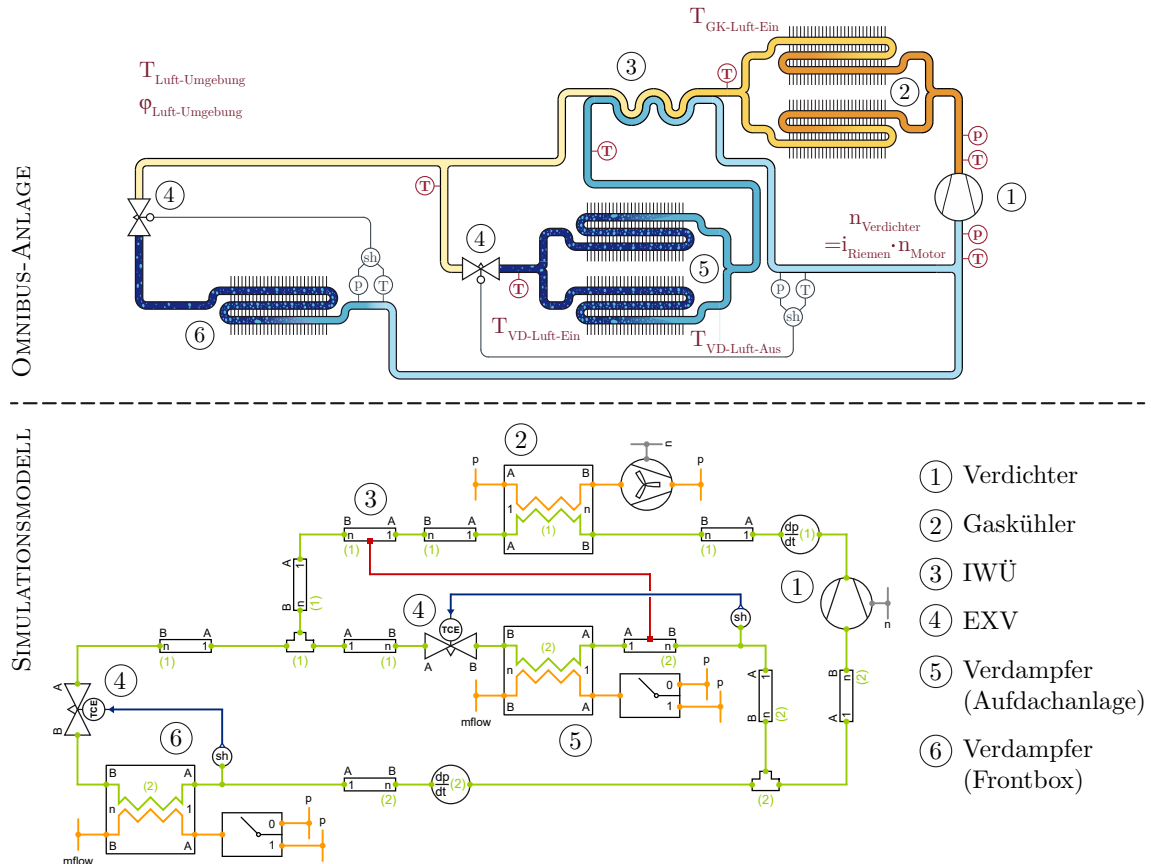
### Aufbau und Modellierung

Die Systemtopologie des R-744-Omnibus-Klimakältekreislaufes sowie des davon abgeleiteten Simulationsmodells zeigt Abbildung 2.7. Dabei sind im Simulationsmodell des R-744-Klimakältekreislaufes die parallelen Wärmeübertrager der Aufdachanlage analog zum Simulationsmodell des R-134a-Klimakältekreislaufes zu einem charakteristischen Wärmeübertragermodell zusammengefasst. Für die Modellierung des R-744-Klimakältekreislaufes werden wiederum Standardmodelle aus der Komponentenbibliothek TIL Suite [2016] (s. Richter [2008], Tegethoff u. a. [2011], Schulze [2013] und Modellbeschreibung in Anhang B) verwendet, welche durch die nachfolgend spezifizierten Berechnungskorrelationen parametrisiert werden.

Grundlage der thermischen und hydraulischen Berechnungen in allen Komponentenmodellen des R-744-Kreislaufmodells sind die geometrischen Parameter des realen Klimakältekreislaufes. Davon ausgehend werden der luftseitige erzwungene konvektive Wärmeübergang und der Druckabfall in allen Wärmeübertragern mit den von Haaf [1988] aufgestellte Korrelationen berechnet. Analog zur Diskussion in Abschnitt 2.1 zuvor, werden auf der Kältemittelseite zur Beschreibung des Wärmeübergangs für die jeweils auftretenden Phasenzustände und Phasenwechselprozesse spezifische Korrelationen verwendet. Folglich wird für die einphasige laminar ausgebildete Strömung ( $2300 > Re$ ) der Wärmeübergangskoeffizient mit der bei Rohsenow u. a. [1985] und Baehr u. Stephan [2006] angegebenen konstanten Nusselt-Zahl von  $Nu=3,657$  bestimmt. Daneben wird für die turbulente Strömung im Bereich von  $2300 < Re < 10^4$  die von Rohsenow u. a. [1985] empfohlene Korrelation von Gnielinski [1975] und für größere Reynolds-Zahlen die Korrelation von Dittus u. Boelter [1930] zur Berechnung



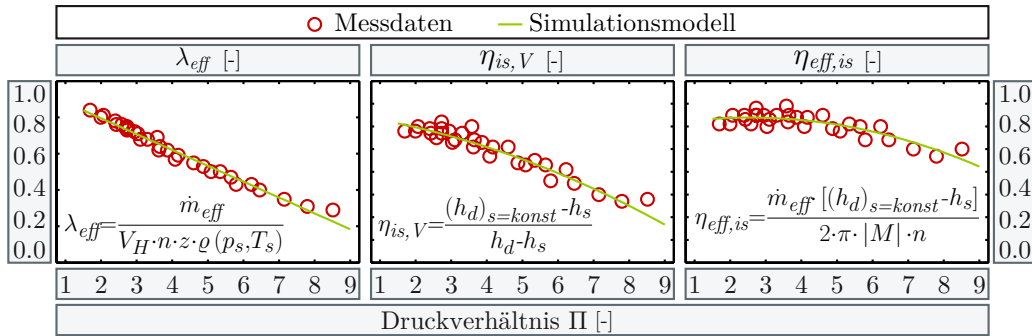
der Nusselt-Zahl verwendet, s. a. Incropera u. a. [2007]. In Anlehnung an Tegethoff [1999], Sonnekalb [2002] sowie Lemke [2005] wird der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient sowohl für die überkritische als auch unterkritische einphasige Wärmeabfuhr im hochdruckseitigen Wärmeübertrager und ausgebildeter turbulenter Strömung im Bereich von  $2300 < Re < 10^4$  mit der Korrelation von Gnielinski [1975] berechnet. Hierzu zeigen Rieberer u. Halozan [1998], Pettersen u. a. [2000] sowie Fang u. a. [2001], dass die überkritische Wärmeabfuhr auf Basis der Gnielinski [1975] Korrelation sehr gut abgeschätzt werden kann. Für die unterkritische einphasige Wärmeabfuhr im Enthitzungsbereich zeigt Kondou u. Hrnjak [2011], dass der Wärmeübergang in diesem Bereich mit der Gnielinski [1975] Korrelation gut wiedergegeben werden kann.



**Abbildung 2.7.:** Systemtopologie R-744-Omnibus-Anlage (oben) und abgeleitetes Simulationsmodell (unten). Grundlage für die Modellkalibrierung und -validierung sind die in der Systemtopologie der R-744-Omnibus-Anlage eingetragenen Messstellen und Messgrößen.

Sofern die Wärmeabfuhr unterhalb des kritischen Punktes verläuft und aufgrund dessen das Kältemittel den zweiphasigen Verflüssigungsprozess durchschreitet, wird der Wärmeübergangskoeffizient nach der Korrelation von Cavallini u. a. [2006] berechnet. Entsprechend der bei Kondou u. Hrnjak [2011] gezeigten verbesserten Ergebnislänge der Korrelation von Cavallini u. a. [2006] auf Basis der Berechnungserweiterung von Fujii u. Watabe [1987] wird dieser Ansatz in der hier implementierten Korrelation von Cavallini u. a. [2006] berücksichtigt. Der Wärmeübergangskoeffizient während des Verdampfungsprozesses wird mit der Korrelation von Gungor u. Winterton [1987] berechnet. Diese Korrelation ist eine weiterentwickelte und vereinfachte Fassung der Gungor u. Winterton [1986] Korrelation mit zusätzlich verbesserter Ergebnislänge, s. Kondlikar [1990]. Sonnekalb [2002] verwendet in seiner Arbeit die Gungor u. Winterton [1987] Korrelation im Verdampfermodell seines R-744-Omnibus-Klimakältekreislaufes und erzielt hiermit gute Berechnungsergebnisse.

Die Berechnung der hydraulischen Verluste in den Kältemittelleitungen sowie den Wärmeübertragermodellen des R-744-Kreislaufmodells werden analog zur Modellierung des R-134a-Klimakältekreislaufes mit dem homogenen Berechnungsmodell und der Mittelung der dynamischen Viskosität nach McAdams u. a. [1942] bestimmt. Der Druckverlust in der turbulenten Strömung ( $2300 < Re$ ) wird dabei ebenso mit der Formulierung von Swamee u. Jain [1976] und in der ausgebildeten laminaren Strömung ( $2300 > Re$ ) nach der bei Baehr u. Stephan [2006] gezeigten Herleitung mit  $\zeta = \frac{64}{Re}$  berechnet. Hierzu zeigt zum Beispiel Pettersen u. a. [2000], dass mit der Korrelation von Swamee u. Jain [1976] der Druckverlust im überkritischen Betrieb des R-744-Gaskühlers sehr gut abgeschätzt werden kann.



**Abbildung 2.8.:** Modell eines typischen R-744-Omnibusverdichters: Vergleich Messdaten und Modellkorrelationen der Bewertungsgrößen effektiver Liefergrad  $\lambda_{eff}$ , effektiver isentroper Gütegrad  $\eta_{eff,is}$  und isentroper Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{is,V}$  für eine exemplarische Verdichterdrehzahl von  $n=1000 \text{ min}^{-1}$  (Messdaten, Gleichungen und Modellkorrelationen nach Försterling [2003, 2018]).

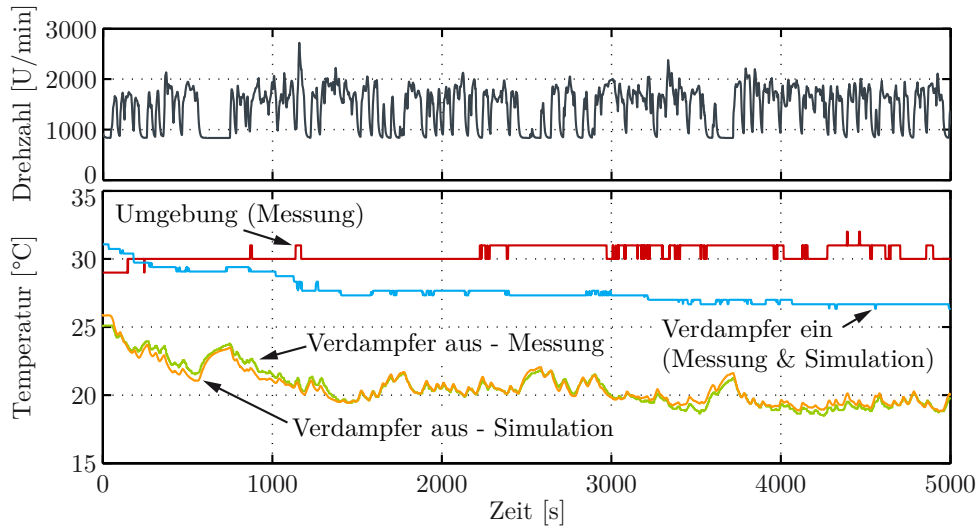
Wie bereits bei der Modellierung des R-134a-Klimakältekreislaufes in Abschnitt 2.1 zuvor, folgt hier ebenso die Modellierung des Kältemittelverdichters der bei Försterling [2003] gezeigten Beschreibung der Verdichtercharakteristik durch die Bewertungsgrößen effektiver Liefergrad  $\lambda_{eff}$ , effektiver isentroper Gütegrad  $\eta_{eff,is}$  und isentroper Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{is,V}$ . Der Vergleich der implementierten Funktionen für diese Bewertungsgrößen zu messwertbasierten Punkten zeigt Abbildung 2.8.

Die Berechnung des Luftmassenstroms der Gaskühlergebläse erfolgt im Simulationsmodell analog zur Modellierung des Verflüssigergebläses im R-134a-Klimakältekreislaufmodell auf Basis einer charakteristischen Gebläsekennlinie nach Herstellerangaben, s. emp-papst [2011]. Ebenso ist die Charakteristik der mehrfachen Gebläse des Realsystems in einem stellvertretenden Gebläsemodell aggregiert. Hinsichtlich etwaiger Drehzahländerungen des Gaskühlergebläses wird die implementierte Gebläsekennlinie wiederum mit Hilfe der Proportionalitätsgesetze für die veränderliche Drehzahl dynamisch umgerechnet, s. Bommers u. a. [1994].

## Kalibrierung und Validierung

Das zuvor beschriebene Simulationsmodell des R-744-Klimakältekreislaufes wurde mit Hilfe von Messdaten kalibriert. Abbildung 2.7 zeigt hierzu die Messtellen sowie die gemessenen Größen im Kältemittelkreislauf und die gemessenen Lufttemperaturen vor und hinter den Wärmeübertragern. Zusätzliche Messgrößen waren unter anderem die Umgebungslufttemperatur und -feuchtigkeit, die Innenraumlufttemperatur, die Stellgröße der Aufdach-Umluftklappen-Steuerung sowie die Motordrehzahl. Der Kältemittelfüllgrad der realen R-744-Omnibus-Anlage war zur Messaufzeichnung bekannt und wurde ins Simulationsmodell übertragen. Die Stellgrößen der Drehzahlsteuerung von

Frontbox- und Aufdach-Verdampferlüfter sowie von Gaskühlergebläse wurden nicht explizit aufgezichnet. Für die Modellkalibrierung wurden diese Stellgrößen gemäß den bekannten Steuerkennlinien nachgebildet. Das an dieser Stelle zugrunde liegende Messszenario für die Modellvalidierung stammt aus einer Feldmessungskampagne einer R-744-Omnibusklimaanlage (Messdaten nach Sonnekalb [2018]). Die dargestellte Messung wurde an einem Sommernachmittag mit einer durchschnittlichen Umgebungstemperatur von ca. 30 °C aufgezeichnet. Zu Beginn der Messdatenaufzeichnung durchlief der Versuchsträger eine Standphase ohne aktive Kühlung des Innenraums, wodurch der Innenraum zu Messbeginn eine durchschnittliche Lufttemperatur von annähernd 34 °C aufwies. Während der Messung bewegte sich der Omnibus im regulären Linienbetrieb, welcher anschaulich durch den sehr dynamischen Verlauf der Verdichterfrequenz in Abbildung 2.9 verdeutlicht wird.



**Abbildung 2.9.:** Simulationsmodell R-744-Klimakältekreislauf: Vergleich der gemessenen und simulierten Lufttemperaturen am Aufdach-Verdampfer. Im oberen Diagramm ist der hochdynamische Verlauf der Verdichterfrequenz, basierend auf gemessener Motordrehzahl, dargestellt (Messdaten nach Sonnekalb [2018]).

Analog zur Kalibrierung des R-134a-Kreislaufmodells wurden die zuvor spezifizierten Korrelationen für die Berechnung der kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlustbeiwerte im Simulationsmodell des R-744-Klimakältekreislaufes mit Hilfe eines konstanten Faktors (Kalibrierungsfaktor  $a_{KF}$ ) angepasst, s. Tabelle 2.2. Dazu wurden die Abweichungen der simulierten Kältemitteltemperaturen und -drücke sowie die Lufttemperaturen nach den Wärmeübertragern an die in Abbildung 2.7 dargestellten Messgrößen unter Anwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate minimiert. Die Berechnung von Druckverlust und Wärmeübergang auf der Luftseite wurden dabei nicht modifiziert.

**Tabelle 2.2.:** Mittels Kalibrierungsfaktor  $a_{KF}$  angepasste Berechnungsgrößen im Simulationsmodell des R-744-Klimakältekreislaufes (17 Kalibrierungsfaktoren).

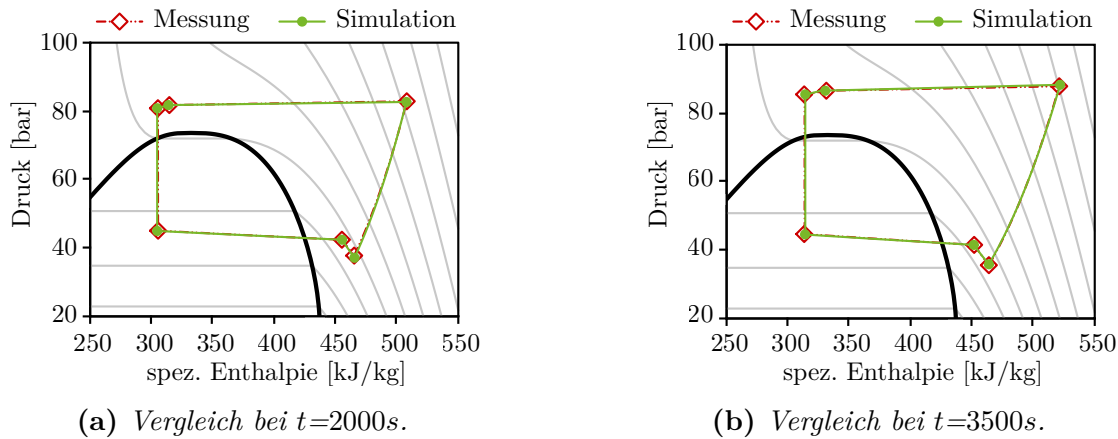
Gaskühler	IWÜ	Frontbox-Verdampfer	Aufdach-Verdampfer	Rohrleitungen
$a_{KF-1} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-3} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-5} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-7} \cdot \alpha_{VLE}$	$a_{KF-9 \text{ bis } 17} \cdot \zeta_{VLE}$
$a_{KF-2} \cdot \zeta_{VLE}$	$a_{KF-4} \cdot \zeta_{VLE}$	$a_{KF-6} \cdot \zeta_{VLE}$	$a_{KF-8} \cdot \zeta_{VLE}$	

Infolge nicht gegebener Messstellen konnte für die Kalibrierung des Frontbox-Verdampfermodells nicht auf Messgrößen zurückgegriffen werden. Aus diesem Grund orientiert sich die Kalibrierung des

### 2.3. MOTORKÜHL- UND HEIZUNGSKREISLAUF

R-744-Frontbox-Teilkreislaufes an den Messdaten aus der R-134a-Kreislaufmessung aus Abschnitt 2.1. In diesem Zusammenhang wurden Verhältnisse gemäß Verdampfungsdruck und Verdampferleistung bzw. Verdampferluftaustrittstemperatur zwischen Frontbox- und Aufdach-Verdampfer der R-134a-Anlage gebildet und auf den Frontbox-Verdampfer-Teilkreislauf des R-744-Kreislaufmodells übertragen.

Die Validierungsergebnisse nach der durchgeführten Modellkalibrierung sind in Abbildung 2.9 und Abbildung 2.10 dargestellt. Der Vergleich des gemessenen und simulierten Lufttemperaturverlaufs am Austritt des Aufdach-Verdampfers weist darin eine sehr gute Übereinstimmung auf. Der valide kältemittelseitige Prozessverlauf ist in den Zustandsdiagrammen von Abbildung 2.10 dargestellt. Neben der aufgenommenen bzw. abgegebenen spezifischen Wärme im Verdampfer bzw. Gaskühler werden darin auch die wesentlichen Druckzustände sowie das Druckverhältnis am Kältemittelverdichter und die Verdichtungsendtemperatur im Vergleich zu messdatenbasierten Punkten dargestellt. Die Vergleiche der gemessenen und simulierten Prozesszustände in Abbildung 2.10 zeigen dabei ebenso eine sehr gute Übereinstimmung des Simulationsmodells zu den Messdaten.



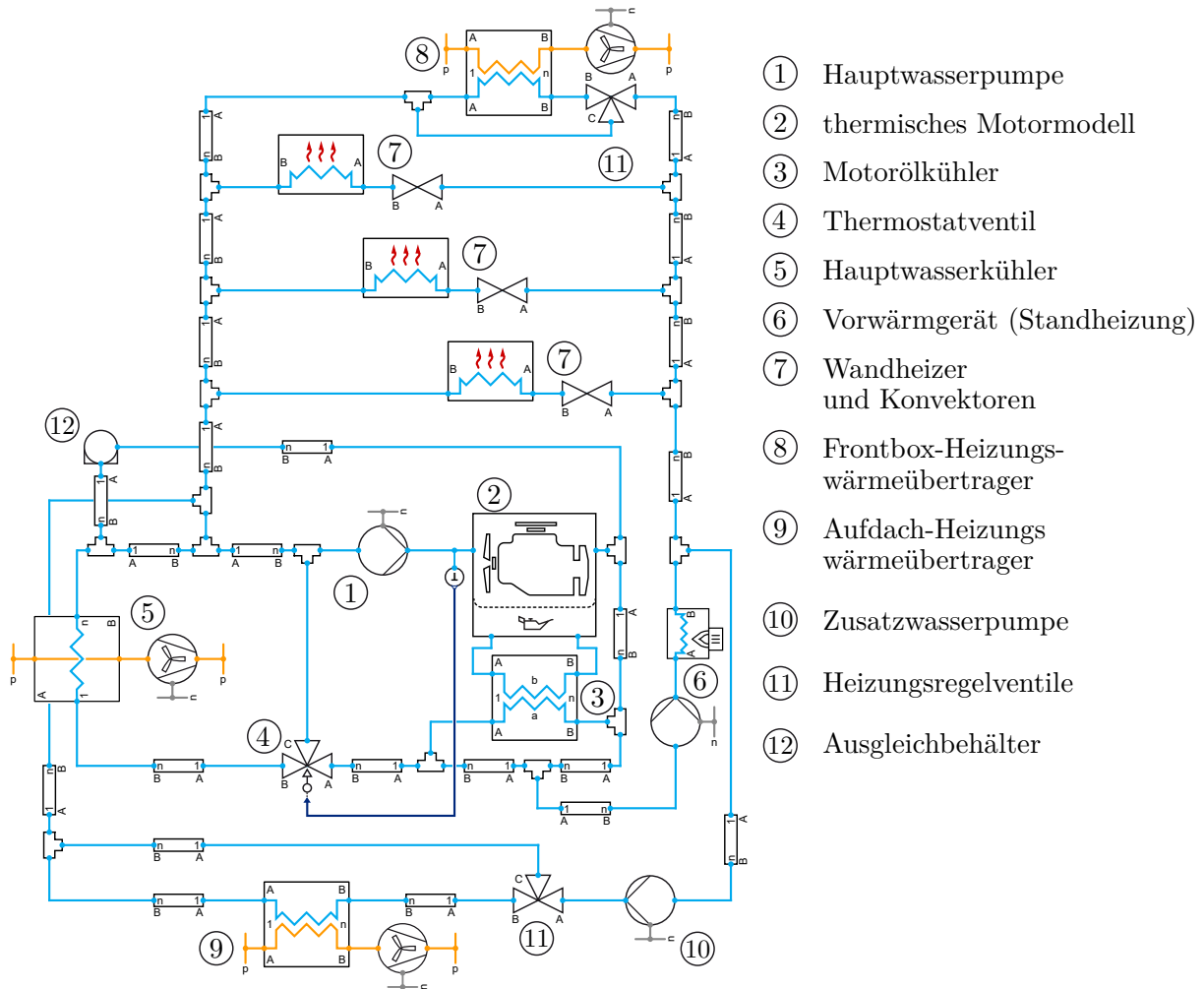
**Abbildung 2.10.:** Simulationsmodell R-744-Klimakältekreislauf: Vergleich Messung und Simulation des Aufdach-Verdampferkreises im  $ph$ -Zustandsdiagramm. Prozesszustände für zwei exemplarische Zeitpunkte bei  $t=2000s$  und  $t=3500s$  (Messdaten nach Sonnekalb [2018]).

### 2.3. Motorkühl- und Heizungskreislauf

Die Bereitstellung von Heizungswärme ist ebenso ein wesentlicher integraler Bestandteil der Fahrzeugklimatisierung. Entsprechend werden in diesem Abschnitt der Aufbau und die Modellierung des Motorkühlkreislaufes mit gekoppeltem Heizungskreislauf beschrieben. Hierzu zeigt Abbildung 2.11 die typische Systemtopologie des Motorkühl- und Heizungskreislaufes aus dem Omnibus. Die Modellierung des dargestellten Kreislaufes basiert dabei auf Standardmodellen der Komponentenbibliothek TIL Suite [2016] (s. Richter [2008], Tegethoff u. a. [2011], Schulze [2013] und Modellbeschreibung in Anhang B).

Die Funktion der Motorkühlung übernimmt in der in Abbildung 2.11 dargestellten Systemtopologie der zentrale Kühlmittelkreislauf hier bestehend aus Hauptwasserpumpe (1), thermischem Motormodell (2), Motorölkühler (3), Thermostatventil (4) und Hauptwasserkühler (5). Die Modellierung der Hauptwasserpumpe basiert auf einem Pumpenkennfeld einer typischen Hauptwasserpumpe aus der Omnibusanwendung nach Lunanova [2009]. Basierend auf diesem Pumpenkennfeld wurde eine charakteristische hydraulische Pumpenkennlinie und ein Kennfeld für die mechanische Pumpenwellenleistung entwickelt. Infolge der motorsynchronen Drehzahländerung der Wasserpumpe wird

die entworfene Pumpenkennlinie entsprechend den Formulierungen der Drehzahl-Affinitätsgesetze dynamisch umgerechnet, s. Sigloch [2006]. Das daraus resultierende drehzahlabhängige hydraulische Verhalten der modellierten Hauptwasserpumpe zeigt Abbildung 2.12a.



**Abbildung 2.11.:** Systemtopologie des Motorkühl- und Heizungskreislaufes im Simulationsmodell (parallele Aufdach-Heizungswärmeübertrager, s. Abbildung 1.3, analog zum R-134a- und R-744-Klimakältekreislauf zu einem charakteristischen Wärmeübertragermodell zusammengefasst).

Das nachfolgende thermische Motormodell ist nach der von Samhaber [2002] vorgestellten Methode zur Abbildung des thermischen Verhaltens der Verbrennungskraftmaschine ohne Brennraumprozess implementiert. Das hierzu modellierte thermische Netzwerk mit 4 Ersatzmassen sowie die relevanten Wärmeströme zeigt Abbildung 2.12b. Grundlage für die Parametrierung der thermischen Kapazitäten und Widerstände sind hier die geometrischen Daten und Massen einer typischen Omnibus-Verbrennungskraftmaschine, s. Daimler AG [2012b]. Daneben werden die Wirkungspunkte und Aufteilung der in Abbildung 2.12b dargestellten Wärmeeinträge durch Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  sowie innermotorische Reibungsverluste  $P_R \hat{=} \dot{Q}_R$  in Anlehnung an Suzuki u. a. [2005] und Weinrich [2009] definiert. Dabei umfasst das thermische Motormodell allein die thermisch aktiven Massen der Verbrennungskraftmaschine. Die mechanische Seite der Verbrennungskraftmaschine, einschließlich der Berechnungen von Motorleistung, Kraftstoffverbrauch sowie die an dieser Stelle zugeführten Wärmeströme ( $\dot{Q}_W$  &  $\dot{Q}_R$ ) werden in Kapitel 2.7 im Zusammenhang mit dem Antriebsstrang behandelt.

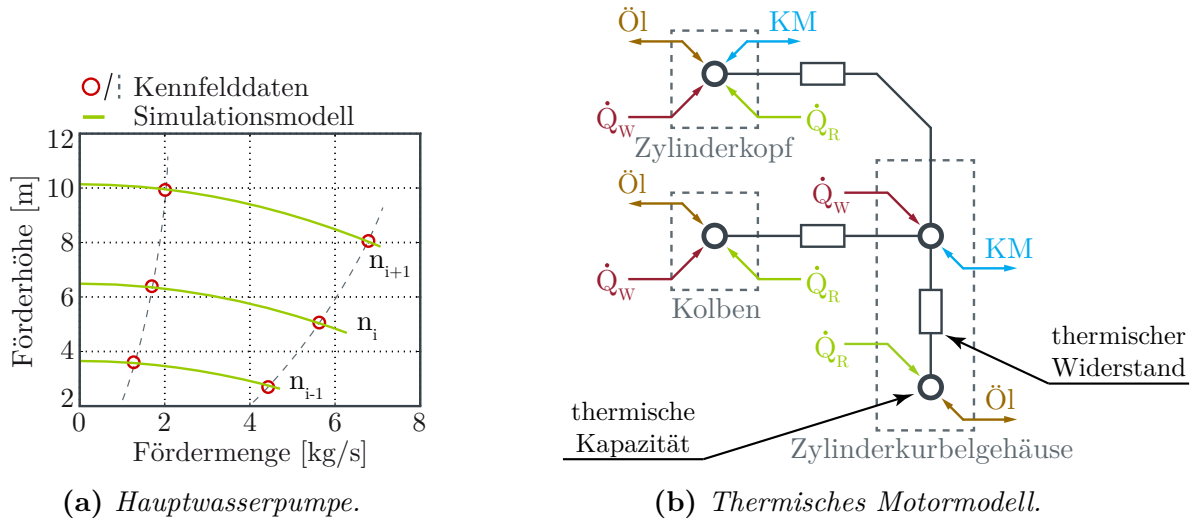
Der Wärmeübergang zwischen den Ersatzmassen des thermischen Motormodells und den Kühlmittel- und Ölkreislauf wird für die ausgebildete laminare Strömung ( $2300 > Re$ ) mit der auf Basis von



### 2.3. MOTORKÜHL- UND HEIZUNGSKREISLAUF

Rohsenow u. a. [1985] sowie Baehr u. Stephan [2006] angegebenen konstanten Nusselt-Zahl von  $Nu=3,657$  berechnet. Weiterhin wird im turbulenten Strömungsbereich ( $2300 < Re$ ) die von Rohsenow u. a. [1985] empfohlene Korrelation von Gnielinski [1975] und für größere Reynolds-Zahlen mit  $Re > 10^4$  die Korrelation von Dittus u. Boelter [1930] zur Berechnung der Nusselt-Zahl verwendet.

Grundlage für die Bestimmung des Wärmeübergangs im Motorölkühler und Hauptwasserkühler sind die geometrischen Daten der jeweiligen realen Wärmeübertrager. Darauf aufbauend basiert der Wärmeübergang auf der Kühlmittelseite sowie auf der Ölseite im Motorölkühler auf denselben gerade im Zusammenhang mit dem thermischen Motormodell genannten Korrelationen. Die Berechnung des Wärmeübergangs auf der Luftseite des Hauptwasserkühlers wird auf Basis der von Chang u. Wang [1997] vorgestellten Korrelation vorgenommen.



**Abbildung 2.12.:** (a) Simulationsmodell einer typischen Hauptwasserpumpe aus der Omnibusanwendung nach Lunanova [2009]: Modellkorrelation mit drehzahlabhängiger Umrechnung der hydraulischen Charakteristik - Drehzahländerung von  $n_i$  nach  $n_{i+1}$  bzw.  $n_{i-1}$ . (b) Thermisches Ersatzmassen-Motormodell: Aufteilung der Motormasse in 4 thermische Kapazitäten. Zusätzlich dargestellt sind die Einbringungspunkte von Wandwärmeverlusten  $\dot{Q}_W$  und Reibleistungsverlusten  $P_R \cong \dot{Q}_R$  sowie die Kontaktstellen für den Wärmeübergang zum Öl- und Kühlmittelkreislauf (KM).

An den gerade beschriebenen zentralen Motorkühlkreislauf ist der Heizungskreislauf angeschlossen. Dieser ist im Wesentlichen gekennzeichnet durch die Komponenten: Vorwärmgerät (Standheizung) (6), Wandheizer und Bodenkonvektoren (7), Frontbox- (8) und Aufdach-Heizungswärmeübertrager (9) sowie Zusatzwasserpumpe (10). Neben den Wandheizern und Bodenkonvektoren wird der Fahrzeuginnenraum hauptsächlich mit dem Frontbox- (8) und dem Aufdach-Heizungswärmeübertrager beheizt, s. Abbildung 1.3.

Die Modellierung des Vorwärmgeräts bzw. der Standheizung basiert bezüglich Heizleistung, Kraftstoffverbrauch und Betriebsstrategie auf Herstellerangaben nach Valeo [2017b]. Grundlage für die Modelle der Wandheizer, Bodenkonvektoren sowie Frontbox- und Aufdach-Heizungswärmeübertrager sind die geometrischen Daten der realen Komponenten. Der Wärmeübergang auf der Kühlmittelseite wird darauf aufbauend in allen Heizungskomponenten in der ausgebildeten laminaren Strömung ( $2300 > Re$ ) mit der von Rohsenow u. a. [1985] sowie Baehr u. Stephan [2006] angegebenen konstanten Nusselt-Zahl von  $Nu=3,657$  berechnet. In der turbulenten Strömung ( $2300 < Re$ ) wird die von Rohsenow u. a. [1985] empfohlene Korrelation von Gnielinski [1975] und für größere Reynolds-Zahlen mit  $Re > 10^4$  die Korrelation von Dittus u. Boelter [1930] zur Berechnung der Nusselt-Zahl verwendet. Der erzwungene konvektive Wärmeübergang sowie der Druckverlust auf der Luftseite von Frontbox- und

Aufdach-Heizungswärmeübertrager wird daneben mit den Korrelationen von Haaf [1988] bestimmt.

Die Modellierung der hydraulischen Charakteristik der Zusatzwasserpumpen (6 und 10) stützt sich auf Pumpenkennlinien nach Herstellerangaben (s. Valeo [2017b]), welche, analog zur Hauptwasserpumpe, bei Drehzahländerung entsprechend den Drehzahl-Affinitätsgesetzen dynamisch umgerechnet werden, s. Sigloch [2006]. Daneben basieren die modellierten Charakteristiken der Zuluftlüfter von Frontbox- und Aufdach-Heizungswärmeübertrager ebenso auf typischen Lüfterkennlinien nach Herstellerangaben, s. emp-papst [2011]. Die implementierten Lüfterkennlinien werden in den Simulationsmodellen mit Hilfe der Proportionalitätsgesetze für veränderliche Drehzahlen dynamisch umgerechnet, s. Bommers u. a. [1994]. Hierbei ist die Charakteristik der mehrfachen Zuluftlüfter der Aufdachanlage des Realsystems zu einem stellvertretenden Lüftermodell zusammengefasst.

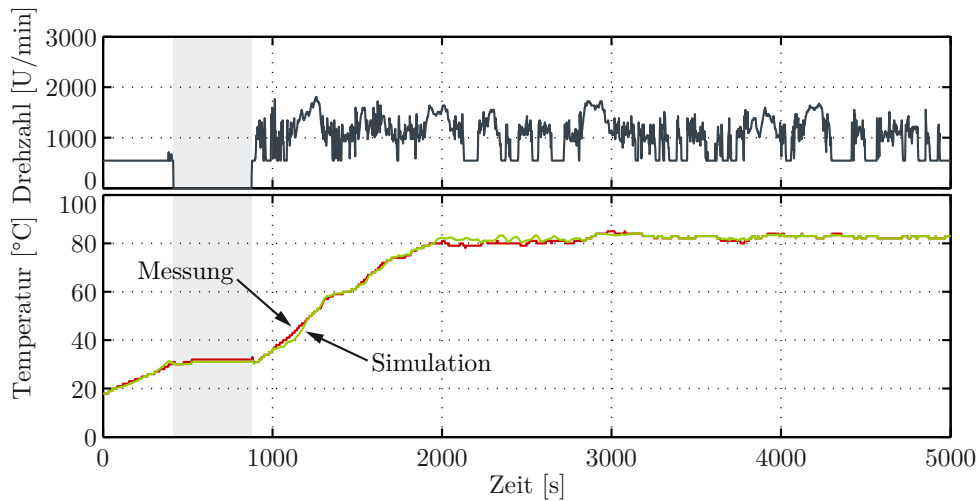
Entsprechend der Feststellung von Karl [2006], dass für die Bestimmung des Energieverbrauchs von Pumpen die temperaturabhängige Viskosität des Fluids berücksichtigt werden muss, wird für die Berechnung der hydraulischen Verluste im Motorkühl- und Heizungskreislaufmodell der Einfluss der Kühlmitteltemperatur explizit berücksichtigt. Hierzu werden ausgehend von einem nominellen Betriebspunkt bzw. Arbeitspunkt mit bekannter Fördermenge die hydraulischen Widerstände zusätzlich von der Kühlmitteltemperatur abhängigen nominellen Dichte und nominellen dynamischen Viskosität definiert, s. a. TIL Suite [2016]. Infolge wird damit, neben der drehzahlabhängigen Verschiebung der Pumpenkennlinie, ebenso die Änderung der Anlagenkennlinie in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur berücksichtigt.

**Tabelle 2.3.:** Mittels Kalibrierungsfaktor  $a_{KF}$  angepasste Berechnungsgrößen im Simulationsmodell des Motorkühl- und Heizungskreislaufes (37 Kalibrierungsfaktoren).

thermisches Motormodell	Motor- ölkühler	Haupt- wasserkühler	Frontbox- Heizung- wärme- übertrager	Aufdach- Heizung- wärme- übertrager	Rohrleitungen
$a_{KF-1} \cdot \alpha_{KM}$	$a_{KF-5} \cdot \alpha_{KM}$	$a_{KF-9} \cdot \alpha_{KM}$	$a_{KF-11} \cdot \alpha_{KM}$	$a_{KF-13} \cdot \alpha_{KM}$	$a_{KF-15} \text{ bis } 37 \cdot \Delta p_{KM}$
$a_{KF-2} \cdot \alpha_{Oel}$	$a_{KF-6} \cdot \alpha_{Oel}$				
$a_{KF-3} \cdot \Delta p_{KM}$	$a_{KF-7} \cdot \Delta p_{KM}$		$a_{KF-12} \cdot \Delta p_{KM}$	$a_{KF-14} \cdot \Delta p_{KM}$	
$a_{KF-4} \cdot \Delta p_{Oel}$	$a_{KF-8} \cdot \Delta p_{Oel}$				

Das Simulationsmodell des Motorkühl- und Heizungskreislaufes wurde mit Hilfe von Messdaten (nach Sonnekalb [2018]) sowie Herstellerangaben für einzelne Komponenten angepasst. Hierzu wurden die in Tabelle 2.3 zusammengefassten Berechnungsgrößen des Simulationsmodells mit Hilfe der aufgelisteten konstanten Faktoren  $a_{KF}$  kalibriert. Dabei wurde zur Anpassung der Kühlwasser- und Öltemperatur sowie des Kühlwassermassenstroms die Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet. Die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite der Heizungswärmeübertrager sowie dem Hauptwasserkühler wurden nicht modifiziert. Abbildung 2.9 zeigt exemplarisch das gemessene und simulierte Aufheizverhalten des Motorkühl- und Heizungskreislaufes. Die dargestellte Motordrehzahl und Kühlmitteltemperatur wurden direkt im Fahrzeug aufgezeichnet. Die Motordrehzahl zeigt, dass der Omnibus anfänglich im Stand betrieben und nach kurzer Zeit abgeschaltet wurde. Anschließend wurde der Omnibus wieder gestartet und im öffentlichen Straßenverkehr betrieben. Zuzufolge zeigt sich für die Kühlmitteltemperatur ein anfänglich steigender Verlauf, welcher nach Abschalten der Verbrennungskraftmaschine zunächst annähernd konstant bleibt und nach anschließendem Wiederstart der Verbrennungskraftmaschine sowie Betrieb des Busses weiter bis zur Betriebstemperatur

ansteigt. Der Vergleich der gemessenen und simulierten Kühlwassertemperatur weist dabei eine sehr gute Übereinstimmung auf.



**Abbildung 2.13.:** Simulationsmodell Motorkühl- und Heizungskreislauf: Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine (oben) und Vergleich der gemessenen und simulierten Kühlwassertemperatur (unten), grau hinterlegter Bereich markiert temporäre Motorabschaltung (Messdaten nach Sonnekalb [2018]).

## 2.4. Fahrzeuginnenraum

Entsprechend dem Ziel die Effizienz des Klimatisierungssystems zu verbessern, ist die Bestimmung des tatsächlich benötigten Klimatisierungs- bzw. Kühlleistungsbedarfs von entscheidender Relevanz, vgl. Arici u. a. [1999]. Für die Bestimmung dieses Bedarfs wurde das in Abbildung 2.14 dargestellte Innenraummodell implementiert, welches das transiente Verhalten der Omnibuskabine abbildet, s. Modellbeschreibung in Anhang B.

Wie in Abbildung 2.14 dargestellt, ist das Innenraummodell in drei Diskretisierungsabschnitte unterteilt. Hierdurch sollen spezifische Effekte berücksichtigt werden: Im vorderen Bereich der Einfluss der transmittierten Solarstrahlung durch die Windschutzscheibe sowie der Zuluft aus der Frontbox. Im mittleren Bereich die Absaugung der Umluft sowie die Zuluft aus der Aufdachanlage und im hinteren Bereich die transmittierte Solarstrahlung durch die Heckscheibe sowie der Einfluss von Abwärme aus dem darunterliegenden Motorraum. Daneben wird der Einfluss der transmittierten Solarstrahlung durch die Seitenscheiben in allen Diskretisierungsabschnitten berücksichtigt.

Die Bauteilkomponenten des Omnibussenraums (Seitenwände, Seitenverglasung bzw. Seitenscheiben, Dach und Boden) werden im Modell flächen- und massenanteilig in direkter Relation zur in Abbildung 2.14 dargestellten Diskretisierung aufgeteilt. Der tatsächliche Wandaufbau wird im Modell durch mehrere charakterisierende Schichten beschrieben, wobei die Annahme getroffen wird, dass sowohl Stoffeigenschaften als auch Temperaturverteilung in jeder Schicht ideal homogen ist. Mit dieser idealisierten Betrachtung von Temperatur und Stoffeigenschaften, konzentriert auf eine charakteristische Ersatzmasse, hat bereits Köhler u. a. [1990] mit der Modellierung eines Omnibussenraums sehr gute Ergebnisse erzielt.

Die charakteristische mittlere Lufttemperatur der in Abbildung 2.14 dargestellten Luftbilanzräume berechnet sich aus Wärme- und Stofftransportbeziehungen, welche die eingebrachte bzw. abgeführte Luftmenge, Wärmeströme und Wassermengen bilanzieren. Der Wärmetransport zwischen Luftbilanzraum und in Kontakt stehenden Komponenten erfolgt auf Grund von Konvektion. Die



Berücksichtigung des Wärmetransports durch langwellige Strahlung findet allein zwischen den Festkörperkomponenten (Wände, Scheiben usw.) statt, da die Hauptbestandteile der Luft ( $N_2$  und  $O_2$ ) Strahlung im infraroten Bereich weder absorbieren noch aussenden, s. Baehr u. Stephan [2006]. Der Wärmetransport durch Wände und Verglasung wird in Bezug auf die Wärmeleitung in Abhängigkeit von Geometrie und Stoffeigenschaften bestimmt. Dabei werden im gekoppelten Mehrschichtwandsystem zusätzlich Kontakttemperaturen berechnet, s. Böckh [2006]. Für den Wärmetransport aufgrund von Strahlungstransmission wird für die Verglasung zusätzlich die Strahlungsdurchlässigkeit beachtet, s. Baehr u. Stephan [2006]. Personen im Innenraum, also Fahrer und Fahrgäste, werden als Wärme- und Feuchtigkeitsquelle in die Bilanzierungsgleichungen der diskretisierten Luftvoluminas einbezogen. Dabei wird der abgegebene Wärmestrom je Person in Abhängigkeit der körperlichen Tätigkeit nach DIN EN ISO 7730 [2006] und der Personenoberfläche (s. z.B. Haycock u. a. [1978] oder Mosteller [1987]) berechnet. Die Menge des abgegebenen Wasserdampfes je Person wird nach VDI 2078 [2012] in Abhängigkeit der Raumlufttemperatur und nach dem in DIN 1946-2 [1994] definierten Aktivitätsgrad bestimmt.

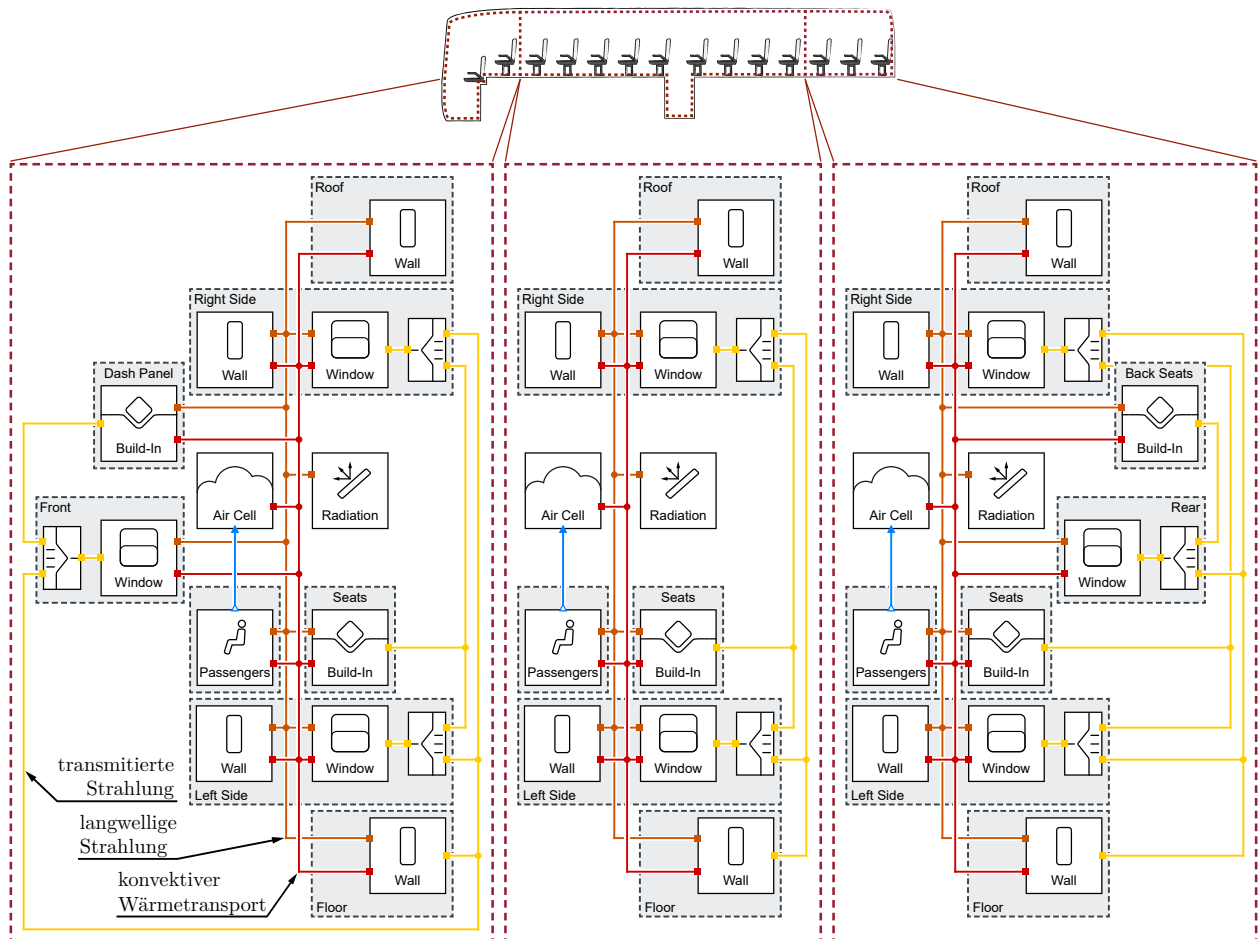
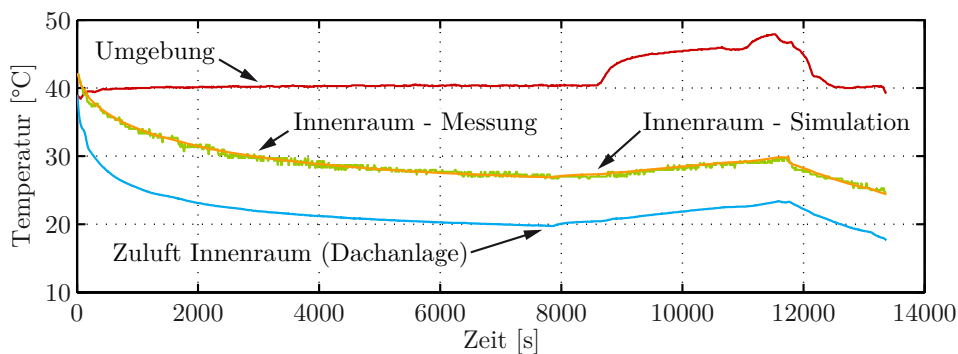


Abbildung 2.14.: Simulationsmodell des Omnibus-Innenraums.

Wie zuvor bei der inneren Bilanzierung werden auch an den außenliegenden Buskabinenflächen der konvektive Wärmetransport und die Wärmestrahlung betrachtet. Im Zusammenhang mit dem konvektiven Wärmeübergang wird an den Buskabinenaußenflächen zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden, s. Baehr u. Stephan [2006], Köhler [2014]. Der Wechsel von freier zu erzwungener Konvektion sowie die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird in diesem Fall durch die Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt. Zusätzlich kann der Windeinfluss einbezogen werden,

welcher zu einem zwischen Fahrzeuggeschwindigkeit und Windgrößen resultierenden Überströmungswinkel sowie -geschwindigkeit und somit zu einem veränderten Wärmeübergangskoeffizienten führt. Neben dem konvektiven Wärmetransport wird die Globalstrahlung bestehend aus direkter und diffuser Solarstrahlung berücksichtigt, s. Baehr u. Stephan [2006], Drück [2012], Köhler [2014]. Während die diffuse Solarstrahlung keinen einheitlichen Richtungsvektor besitzt und somit die Absorption auf die gesamte äußeren Oberflächen des Fahrzeug berücksichtigt wird, ist der Zusammenhang zwischen direkter Solarstrahlung und bestrahlter Oberfläche wesentlich komplexer, s. Kettner u. Okura [1991], Großmann [2013]. Für die Berechnung der Absorption durch die direkte Solarstrahlung wird der resultierende Bestrahlungswinkel aus dem Vektor der Oberflächennormale von Wand oder Verglasung und dem Vektor der Solarstrahlung gebildet, woraus sich die resultierende projizierte Absorptionsoberfläche berechnet. Der absorbierte Anteil der auftreffenden Solarstrahlung wird anschließend in Abhängigkeit des für die bestrahlte Oberfläche definierten Absorptionsgrades bestimmt.

Der resultierende Bestrahlungswinkel zwischen direkter Solarstrahlung und bestrahlter Buskabinenaußenfläche ist für die Bestimmung der transmittierenden Solarstrahlung durch die Verglasungsflächen von weiterer Bedeutung. Aufgrund des resultierenden Bestrahlungswinkels wird der Anteil der direkten Solarstrahlung bestimmt, welcher auf Grundlage eines definierten Transmissionsgrades durch die Verglasung in den Innenraum transmittiert und schließlich von den innenliegenden Oberflächen absorbiert wird. Des Weiteren wird neben der direkten und diffusen Solarstrahlung die langwellige Umgebungsstrahlung unter Bezug der Stefan-Boltzmann-Konstante an den äußeren Oberflächen des Innenraummodells mit einbezogen.

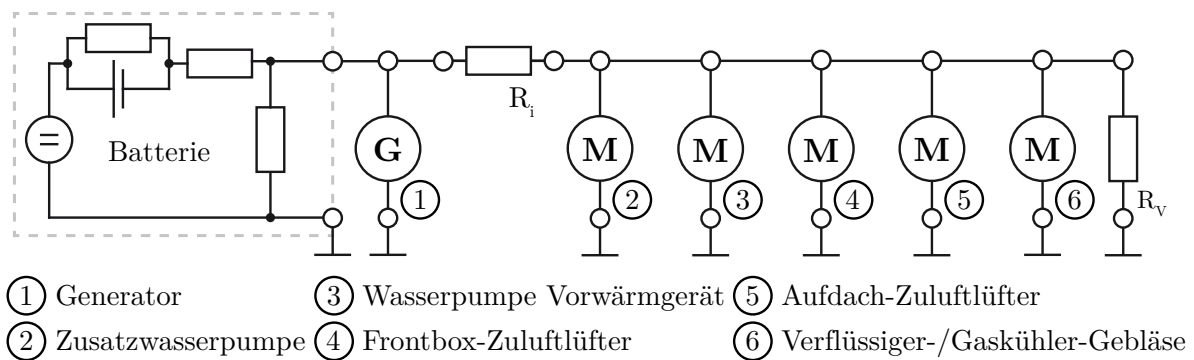


**Abbildung 2.15.:** Innenraummodell: Vergleich der gemessenen und simulierten Innenraumlufttemperatur (Messdaten nach Försterling [2018]).

Das Simulationsmodell zur Abbildung der Omnibuskabine in Abbildung 2.14 wurde abschließend für die Systemsimulation auf Basis einer Abkühlmessung (Messdaten Försterling [2018]) eines Reisebusses auf Validität geprüft, s. Abbildung 2.15. In diesem Messszenario liegt die Innenraumlufttemperatur zu Beginn der Messaufzeichnung bei 42 °C. Der Abkühlversuch wurde in einer Messkammer (vgl. VL [2017], Eberspächer [2017]) durchgeführt, welche zu Messbeginn auf 40 °C und im weiteren Versuchsverlauf bis auf 48 °C aufgeheizt wurde. Der in Abbildung 2.15 eingetragene Temperaturverlauf der Innenraumzuluft resultiert aus der arithmetisch örtlichen Mittelung aus 10 Zuluft-Messstellen im Dachkanal der Aufdachanlage. Die dargestellte gemessene mittlere Innenraumlufttemperatur basiert daneben auf 14 im Fahrgastbereich des Fahrzeugs verteilten Messstellen, welche wiederum arithmetisch örtlich gemittelt wurden. Der Vergleich der gemessenen und simulierten Innenraumtemperatur zeigt dabei eine sehr gute Übereinstimmung.

## 2.5. Elektrisches Bordnetz

In Hinsicht der Vielzahl im Klimatisierungssystem integrierten elektrischen Verbraucher kann die Berücksichtigung dieser Komponenten mit dem Ziel einer Gesamteffizienzbewertung nicht vernachlässigt werden. Entsprechend charakterisiert sich das hierzu implementierte elektrische Bordnetzmodell durch die in Abbildung 2.16 dargestellten elektrischen Komponenten (s. Modellbeschreibung Anhang B). Das umfasst zum einen den Generator zur Erzeugung der elektrischen Energie, die Starterbatterie zur Energiespeicherung und Energiebereitstellung, Leitungen zur Energieversorgung sowie die elektrischen Endverbraucher. Entscheidend bei der Modellierung ist an dieser Stelle der unmittelbare Einfluss des Klimatisierungssystems auf das elektrische Bordnetz und den elektrischen Energieverbrauch. Dementsprechend werden die im Klimatisierungssystem integrierten relevanten elektrischen Verbraucher detaillierter abgebildet. Daneben wird die Fülle an weiteren elektrischen Verbrauchern im Fahrzeug, wie beispielsweise die Beleuchtung, das Kraftstoffversorgungssystem, diverse Steuergeräte usw., hinsichtlich einer detaillierten Darstellung vernachlässigt und mittels typischer Verbrauchsdurchschnittswerte nach Reif [2011] und auf Grundlage von Messdaten (nach Peteranderl [2018]) zu einer konstanten Grundlast  $R_V$  (Lastwiderstand der Verbraucher) zusammengefasst. Analog hierzu werden die Leitungsverluste, welche durch den inneren Widerstand der Versorgungsleitungen entstehen, zu einer typischen Verlustleistung  $R_i$  summiert, s. Abbildung 2.16.

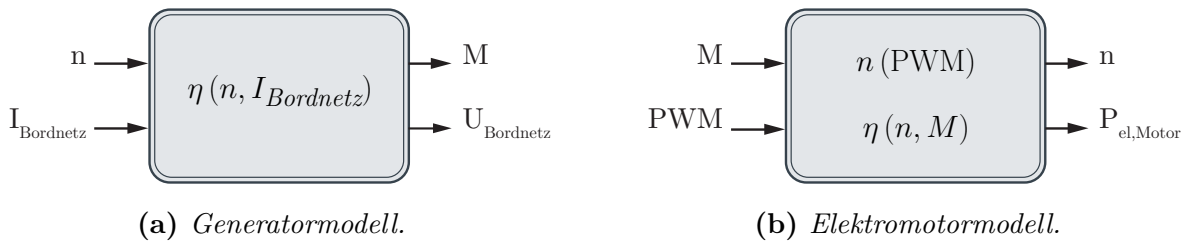


**Abbildung 2.16.:** *Prinzipschema des elektrischen Bordnetzmodells.*

Die tatsächlichen mehrfachen Fahrzeugbatterien sind im Simulationsmodell des elektrischen Bordnetzes zu einem einzelnen Energiespeicher zusammengefasst. Die Modellimplementierung der Fahrzeugbatterie bzw. Starterbatterie orientiert sich dabei am Batteriemodell von Jossen u. Späth [1998] mit der Modellierung eines Ladezustands- und Klemmspannungsmodells, wobei hier abweichend zu Jossen u. Späth [1998] die Klemmspannung auf Basis des Thévenin-Ersatzschaltkreislauf-Modells (RC-Ersatzmodell) berechnet wird, vgl. Mousavi u. Nikdel [2014].

Analog zur Starterbatterie sind ebenso die tatsächlichen mehrfachen Generatoren sowie die elektrischen Antriebsmotoren der Verflüssiger- bzw. Gaskühlergebläse und Zuluftlüfter der Dachanlage zu jeweiligen charakteristischen Modellen zusammengeführt. Die Modellierung von Generator und Elektromotoren basiert auf Wirkungsgradkennfeldern, s. Anhang B. Das Kennfeld zur Bestimmung des Generatorwirkungsgrades basiert dazu auf den Angaben nach Bosch [2002]. Die Wirkungsgradkennfelder der Elektromotoren beruhen auf einem allgemeinen Wirkungsgradkennfeld in Anlehnung an Kräck u. a. [2015] und Badin u. a. [2015], welches auf Basis der jeweiligen Gebläse-, Lüfter- und Pumpenleistung nach Herstellerangaben (s. emp-papst [2011] und Valeo [2017a]) angepasst wird. Darauf aufbauend werden in den Modellen der Elektromotoren

die elektrischen Leistungen in Abhängigkeit des aktuellen Betriebszustandes bzw. der vorliegenden mechanischen Antriebsleistung in Verbindung mit dem Elektromotor-Wirkungsgradkennfeld berechnet, s. Anhang B. Daneben wird im Generatormodell, abhängig von der übersetzten Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine und des benötigten elektrischen Generatorstroms (resultiert aus der Bilanzierung elektrischen Leistung des Bordnetzes), aus dem Generatorkennfeld der aktuelle Generatorwirkungsgrad bestimmt und abschließend die mechanische Leistung bzw. das notwendige Drehmoment von der Verbrennungskraftmaschine berechnet, s. Anhang B.



**Abbildung 2.17.:** Prinzip Generator- und Elektromotormodell mit abhängigen und resultierenden Größen.

Das elektrische Bordnetzmodell wurde mit Hilfe von Messdaten eines typischen elektrischen Reisebus-Bordnetzes auf Validität geprüft (Messdaten nach Peteranderl [2018]). Dazu wurde das Simulationsmodell mit zwei gemessenen Lastzuständen verglichen. Im ersten Messfall betrug die gemessene durchschnittliche elektrische Bordnetzleistung ca. 1100 W und im zweiten Messszenario ca. 3370 W. Im Vergleich berechnete das Simulationsmodell für den ersten Lastfall eine elektrische Bordnetzleistung von 1010 W und im zweiten Lastfall von 3180 W.

## 2.6. Regler des Klimatisierungssystems

Das Innenraumklima unterliegt dem transienten Einfluss von Fahr- und Umgebungszustand und erfordert entsprechend die fortwährende Anpassung der Heiz- bzw. Kühlleistung für die Erhaltung einer konstant geforderten Innenraumtemperatur. Diese fortwährende Anpassung wird zur Entlastung des Fahrers primär durch elektronische Steuergeräte übernommen, s. Zimmermann [1992]. Aufgrund des gestiegenen Komfortbedürfnisses haben nach Kirsamer [1998] die Regel- und Steuerungslogiken im Steuergerät des Klimatisierungssystems deutlich an Bedeutung gewonnen. Infolge werden für den größten gewünschten Komfort Klimaautomatikgeräte mit komplexen Programmen eingesetzt, welche die Aufgaben der Innenraumklimaregelung vollständig übernommen haben, s. Hoepke u. a. [2008]. Für die Bestimmung des Komforts und der Energieverteilung im Gesamtfahrzeugmodell, insbesondere im Zusammenhang mit dem Klimatisierungssystem, ist die Nachbildung von klimatisierungsspezifischen Steuergerätefunktionalitäten in einem virtuellen Steuergerät essentiell, s. Soppa u. Lund [2012]. Aufgrund dessen sind die in Tabelle 2.4 und Tabelle 2.5 dargestellten Regelungs- und Steuerungsfunktionen in einem virtuellen Klimasteuergerät für die Gesamtsystemsimulation implementiert.

Zur Regelung der Innenraumlufttemperatur werden zwei Zonen unterschieden, zum einen der Fahrerarbeitsplatz und zum anderen der Fahrgastbereich, s. Tabelle 2.4. Der Fahrerarbeitsplatz wird primär durch die Frontbox und der Fahrgastbereich durch die Aufdachanlage klimatisiert. Die Regelung der Lufttemperatur erfolgt in beiden Zonen durch eine Gegenheizstrategie mit den jeweiligen Heizungswärmeübertragern von Frontbox und Aufdachanlage, s. Abbildung 2.11. Dazu werden die Heizungsregelventile im Motorkühl- und Heizungskreislauf gezielt geöffnet, um die erforderliche

Gegenheizleistung einzustellen. Die Soll-Lufttemperatur von Fahrerarbeitsplatz und Fahrgastbereich kann verschieden eingestellt werden, was in der Simulation vernachlässigt wird und beide Klimatisierungszonen auf die gleiche Soll-Temperatur geregelt werden. Daneben kann der Fahrer die Lüfterdrehzahl sowie die Umluftklappe der Frontbox manuell verstellen. Diese individuellen Einstellmöglichkeiten werden in der Simulation ebenso vernachlässigt. Die Lüfterdrehzahl der Frontbox wird

**Tabelle 2.4.: Regelungen im virtuellen Klimasteuergerät.**

Regelaufgabe	Führungs-/Regelgröße	Stellgröße	Kommentar
Lufttemperatur Fahrgastbereich	Soll-/Ist-Lufttemperatur Fahrgastbereich & Dachkanalausblastemp.	Öffnungssignal Heizungsregelventil Aufdach-Heiz., s. Abb. 2.11	Sollwertkennlinie für Dachkanalausblastemp., Raumlufthtemp.-Regelung mit PI-Regler
Lufttemperatur Fahrerarbeitsplatz	Soll-/Ist-Lufttemperatur Fahrerarbeitsplatz	Öffnungssignal Heizungsregelventil Frontbox-Heiz., s. Abb. 2.11	Fahrerarbeitsplatz- temperaturregelung, mit PI-Regler

**Tabelle 2.5.: Steuerungen im virtuellen Klimasteuergerät.**

Steuerungsaufgabe	Führungsgröße	Stellgröße	Steuereinrichtung/Kommentar
Lüfterdrehzahl Aufdachanlage	Ist-Lufttemperatur Fahrgastbereich	PWM-Signal, s. Abb. 2.17b	Stellwertkennlinie: $PWM = f(\vartheta_{mR})$
Lüfterdrehzahl Frontbox	Ist-Lufttemperatur Fahrerarbeitsplatz	PWM-Signal, s. Abb. 2.17b	Stellwertkennlinie: $PWM = f(\vartheta_{FA})$
Gebläsedrehzahl Verflüssiger	Kältemittel- hochdruck	PWM-Signal, s. Abb. 2.17b	2-Punkt-Regler: $p_{HD} = 12/17 \text{ bar}$
Gebläsedrehzahl Gaskühler	Kältemittel- hochdruck	PWM-Signal, s. Abb. 2.17b	Stellwertkennlinie: $PWM = f(p_{HD})$
Umluftklappen- position in Aufdachanlage	Umgebungs- lufttemperatur	Klappenposition $i$	Stellwertkennlinie:- $i = f(\vartheta_U)$
Umluftklappen- position in Frontbox	manuelle Umluft- stellung	Klappenposition $i$	konstante Frischluft- stellung ( $i = 100 \%$ )
Vorwärmgerät/ Standheizung mit Wasserpumpe	aktiver (0/1) Klimaregler	Ein/Aus-Signal (0/1)	interner 2-Punkt-Regler, Kühlmitteltemperatur als Regelgröße
Zusatz- wasserpumpe	aktiver (0/1) Klimaregler	Ein/Aus-Signal (0/1)	konst. Pumpenbetrieb
Sperre Klimakälte- kreislauf	Kältemittelhochdruck Kältemittelsaugdruck Vereisungssensor- temperatur von Frontbox- & Aufdach-Verdampfer, Umgebungsluft- temperatur	Ein/Aus-Signal Verdichter- magnet- kupplung (0/1)	2-Punkt-Regler (R-134a bzw. R-744): $p_{HD} = 18/25 \text{ bzw. } 110/140 \text{ bar},$ $p_{ND} = 0,3/2,1 \text{ bzw. } 14/30 \text{ bar},$ $\vartheta_{Eis} = 0/5 \text{ } ^\circ\text{C},$ $\vartheta_{Sperr} = 13/15 \text{ } ^\circ\text{C}$

daher analog zur Aufdachanlage durch einen Automatikmodus eingestellt. Die Stellwertkennlinie ist dabei identisch zur Aufdachanlage, wobei die Abhängigkeit zur Fahrerarbeitsplatz-Temperatur abgeändert ist, s. Tabelle 2.5. Die Umluftklappe der Frontbox kann vom Fahrer nur vollständig in den Umluftbetrieb gestellt werden und wird automatisch nach  $t=10$  min in den Frischluftbetrieb zurückgeführt. Im virtuellen Klimasteuergerät ist dieser Stellwert konstant auf Frischluftbetrieb gestellt. Die Umluftklappenstellung in der Aufdachanlage wird dagegen mit einer von der Umgebungslufttemperatur abhängigen Stellwertkennlinie gesteuert, wonach die Umlufterate mit steigender Umgebungstemperatur steigt.

Neben den grundsätzlichen Funktionen für die unmittelbare Regelung der Innenraumtemperatur sind sowohl Funktionen für den wesentlichen Betrieb des Klimakältekreislaufes, wie die Gebläsedrehzahlsteuerung von Verflüssiger bzw. Gaskühler als auch Abschalt- bzw. Sperrfunktionen für den gesamten Klimakältekreislauf nachgebildet, s. Tabelle 2.5. Hierzu sind Einsatzgrenzen hinsichtlich des Betriebsch- und -saugdrucks ( $p_{HD}$  und  $p_{ND}$ ) sowie der Umgebungslufttemperatur ( $T_{Sperr} \triangleq T_U$ ) definiert. Zusätzlich berücksichtigt wird die Vereisungswarnung von Frontbox- sowie Aufdach-Verdampfer mit der Temperaturmessstelle  $\vartheta_{Eis}$ , gemessen an Lamellenoberfläche.

## 2.7. Fahrzeuglängsdynamik und -antriebsstrang

Ziel der in dieser Arbeit verfolgten Systemmodellierung ist die Berechnung des Omnibus-Gesamtenergieverbrauchs unter Berücksichtigung der vielschichtigen Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen auf Basis virtueller Fahrstrecken- und Fahrtenszenarien. Der Gesamtenergieverbrauch bzw. Kraftstoffverbrauch umfasst dabei die Fahrzeugantriebsenergie sowie den Energieverbrauch der Nebenaggregate und darunter insbesondere den Energieverbrauch des Klimatisierungssystems. Die hierfür zur Berechnung des Gesamtenergieverbrauchs modellierte Fahrzeuglängsdynamik mit Antriebsstrang sowie der Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis werden nachstehend vorgestellt.

### Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis

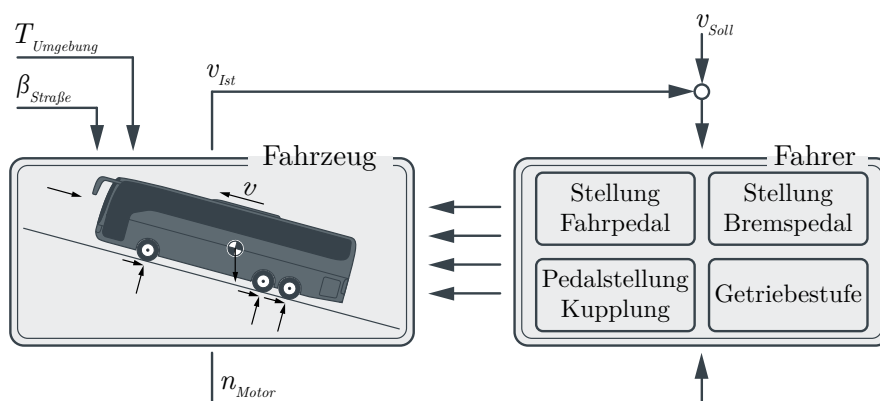


Abbildung 2.18.: Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis der Vorwärtssimulation.

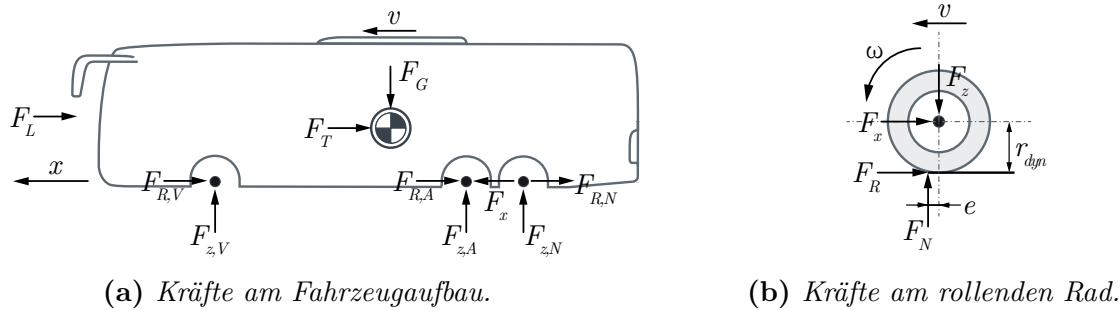
Das virtuelle Fahrzeugmodell bestehend aus Fahrzeuglängsdynamik und -antriebsstrang soll in den später folgenden Versuchsszenarien verschiedene Fahrstrecken durchfahren. Die Fahrstrecken werden dazu durch spezifische Geschwindigkeitsprofile dargestellt. Die dynamische Regelung der Fahrzeuggeschwindigkeit in Abhängigkeit der Soll-Geschwindigkeit aus den Geschwindigkeitsprofilen wird dabei mit Hilfe eines Fahrermodells vorgenommen, vgl. Graaf [2002], Haupt [2013], Oberfell [2015].



Der dazu implementierte Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis der Vorwärtssimulation zeigt Abbildung 2.18. Der virtuelle Fahrer hat darin die Aufgabe mit den vorhandenen Stellgrößen (Getriebestufe, Fahr-, Brems- und Kupplungspedalstellung) die Regeldifferenz von Soll-Ist-Geschwindigkeit zu minimieren. Die Ist-Geschwindigkeit wird im Fahrzeugmodell durch Integration der Beschleunigung unter Berücksichtigung der längsdynamischen Fahrwiderstände berechnet.

## Fahrzeuglängsdynamik

Die Darstellung der Fahrzeuglängsdynamik ist für die Zielstellung der vorliegenden Arbeit von ausreichender Genauigkeit. Entsprechend findet allein der translatorische Bewegungsfreiheitsgrad in Fahrzeuginnenachse ( $\vec{x}$ ) im Fahrzeugmodell Berücksichtigung. Dabei kann die Fahrstrecke zusätzlich eine Steigung ( $\beta$ ) in Längsrichtung aufweisen, s. Hoepke u. a. [2008], HeiBing u. a. [2011], Braess u. Seifert [2013]. Zudem sind die Räder von Vorder-, Antriebs- und Nachlaufachse in einem Einspurersatzsystem zusammengefasst, vgl. Isermann [2006], Schramm u. a. [2010].



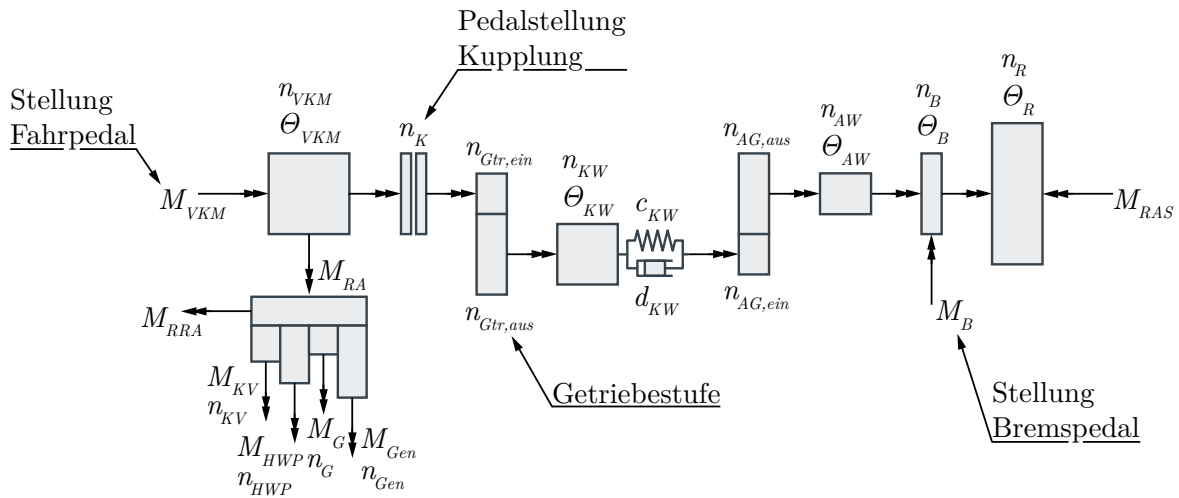
**Abbildung 2.19.:** Freischnitt der Kräfte am Fahrzeugaufbau und Rad ( $F_G$ : Gewichtskraft,  $F_x$ : Zugkraft,  $F_L$ : Luftwiderstand,  $F_R$ : Rollwiderstand,  $F_T$ : Beschleunigungswiderstand,  $F_z$ : Achslast,  $F_N$ : Normalkraft,  $\omega$ : Winkelgeschwindigkeit,  $r_{dyn}$ : dynamischer Radrollradius,  $e$ : Exzentrizität).

Abbildung 2.19 zeigt den Kräftefreischnitt am Fahrzeugaufbau und Rad für die modellierte Fahrzeuglängsdynamik (s. Modellbeschreibung in Anhang B). Aus der längsdynamischen Bewegungsgleichung des Kräftegleichgewichtes wird die erforderliche Zugkraft  $F_x$  berechnet, welche vom Antriebsstrang aufgebracht werden muss, um das Fahrzeug mit der geforderten Geschwindigkeit  $v$  zu bewegen. Der Zugkraft wirkt dabei die Summe von Fahrwiderständen, wie dem Luftwiderstand  $F_L$ , dem Beschleunigungswiderstand  $F_T$ , dem Steigungswiderstand  $F_{St}$  (nicht in Abbildung 2.19 dargestellt) und dem Rollwiderstand  $F_R$  entgegen. Die Bezugsfläche für den Luftwiderstand  $F_L$  ergibt sich aus den Maßen eines realen typischen Fahrzeugaufbaus. Der Luftwiderstandsbeiwert ist nach Literaturwerten für moderne Omnibusse entsprechend den Angaben von Neunheimer u. a. [2007], Hoepke u. a. [2008] und Hucho [2008] gewählt. Daneben wird die Veränderung des Luftwiderstand  $F_L$  aufgrund Schräganströmung durch Korrektur des Luftwiderstandsbeiwert nach Hoepke u. a. [2008] und Hucho [2008] berücksichtigt. Die Luftdichte wird in Abhängigkeit der Umgebungslufttemperatur berechnet. Für die Bestimmung des Beschleunigungswiderstands  $F_T$  wird zum einen das Leergewicht des Fahrzeugs sowie zum anderen das zusätzliche Gewicht durch Gepäck und Fahrgäste beachtet. Der Steigungswiderstand  $F_{St}$  fließt bei auftretender Fahrbahnsteigung in die Summe der Fahrwiderstände ein. Darüber hinaus wird in Abhängigkeit des Fahrbahnanstiegs  $\beta$  sowie bei Geschwindigkeitsänderung dynamisch die Änderung der Achslast  $F_z$  berechnet, s. Hoepke u. a. [2008]. Zur Berechnung des aus der Achslast  $F_z$  resultierenden Rollwiderstands  $F_R$  wird der Rollwiderstandsbeiwert der Nutzfahrzeug-Einzel- und -Zwillingsbereifung in Abhängigkeit der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  nach Mitschke u. Wallentowitz [1995] bestimmt. Der zur Rollwiderstandsberechnung weiterhin

benötigte dynamische Radrollradius  $r_{dyn}$  ist nach den Angaben von Lechner u. Naunheimer [1999] sowie Neunheimer u. a. [2007] gewählt.

## Fahrzeugantriebsstrang

Zu den zuvor beschriebenen translatorischen Fahrwiderständen müssen zusätzlich die rotatorischen Fahrwiderstände berücksichtigt werden. Nach Hoepke u. a. [2008] ist hierbei insbesondere der Beschleunigungswiderstand des Antriebsstrangs entsprechend den hohen Massenträgheitsmomenten zu beachten. Das Prinzip des implementierten Omnibus-Antriebsstrangmodells zeigt Abbildung 2.20 (s. auch Modellbeschreibung in Anhang B). Neben den wesentlichen Antriebsstrangkomponenten und den modellierten Massenträgheitsmomenten sind in der Darstellung außerdem die wirkenden Drehmomente sowie die Stellgrößen des Fahrermodells eingetragen.



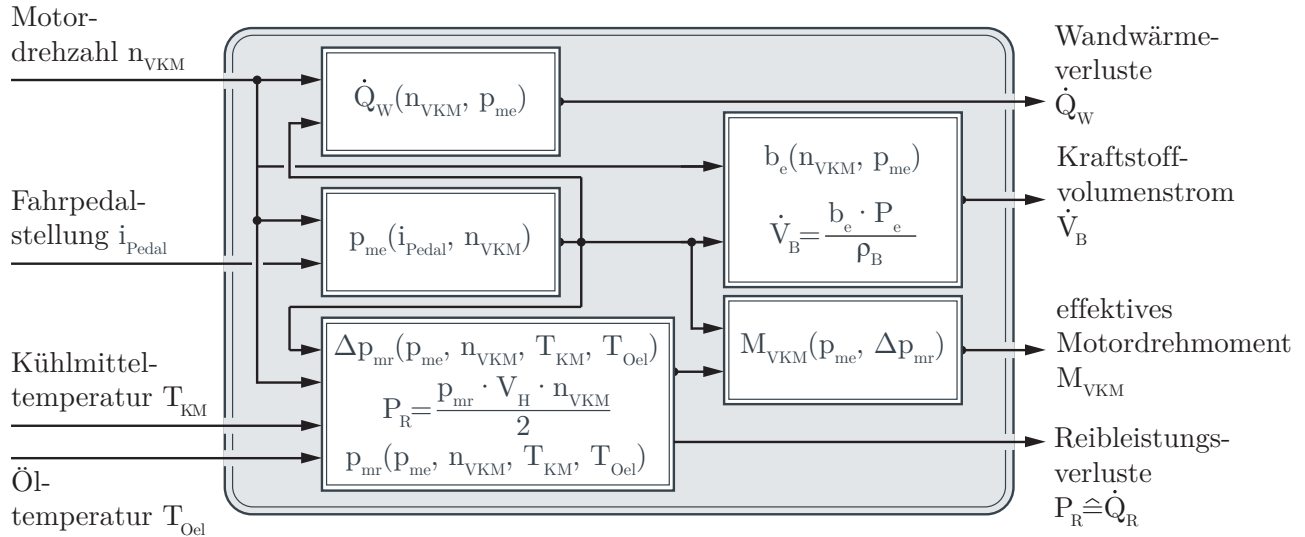
**Abbildung 2.20.:** Prinzip des Antriebsstrangmodells ( $M$ : Drehmoment,  $\Theta$ : Massenträgheitsmoment,  $n$ : Drehzahl, VKM: Verbrennungskraftmaschine, K: Kupplung, Gtr: Getriebe, KW: Kardanwelle, AG: Ausgleichsgetriebe, AW: Antriebswelle, B: Bremse, R: Rad, RAS: Reibung Antriebsstrang, RA: Riemenantrieb, RRA: Reibung Riemenantrieb, KV: Kältemittelverdichter, HWP: Hauptwasserpumpe, G: Gebläse Hauptwasserkühler, Gen: Generator).

Das von der Verbrennungskraftmaschine ausgehende effektive Drehmoment  $M_{VKM}$  wird vom virtuellen Fahrer durch die Fahrpedalstellung bestimmt. Bei entsprechender Kupplungspedalstellung wird das Antriebsmoment anschließend weiter in das Getriebe geleitet. Im Getriebe wird gemäß der vom Fahrermodell gewählten Getriebestufe die Drehzahl  $n_{Gtr, ein}$  nach  $n_{Gtr, aus}$  und das Drehmoment  $M_{Gtr, ein}$  nach  $M_{Gtr, aus}$  gewandelt. Anschließend wird die gewandelte Drehzahl und das gewandelte Drehmoment durch die Kardanwelle (KW) an das Ausgleichsgetriebe (AG) weitergeleitet. Im Ausgleichsgetriebe wird durch die darin enthaltene Übersetzungsstufe die Drehzahl  $n_{AG, ein}$  nach  $n_{AG, aus}$  und das Drehmoment  $M_{AG, ein}$  nach  $M_{AG, aus}$  gewandelt und über die Antriebswelle (AW) an das Rad (R) weitergeleitet. Im Rad wird das Drehmoment abschließend in Zugkraft umgesetzt. Dem Antriebsdrehmoment  $M_{VKM}$  entgegen wirken die im Antriebsstrang auftretenden Verlustmomente durch Reibung  $M_{RAS}$  (dargestellt als Summe aller Verlustmomente) und bei Betätigung der Bremse das Bremsmoment  $M_B$  entsprechend der Bremspedal-Stellung.

Eine weitere wichtige Komponente in dem hier gezeigten Antriebsstrangmodell ist der Riementrieb zum Antrieb der Nebenaggregate. Die Drehmomente von Kältemittelverdichter  $M_{KV}$ , Hauptwasserpumpe  $M_{HWP}$ , Generator  $M_{Gen}$  und Gebläse des Hauptwasserkühlers  $M_G$  werden im Riementrieb



in Abhängigkeit ihrer Übersetzungsstufe umgerechnet und zu einer gesamten Drehmomentenanforderung des Riementriebs  $M_{RA}$  bilanziert. Zusätzlich wirken in den Riemenübersetzungsstufen der einzelnen Nebenaggregate antriebe Reibmomente bzw. Verlustmomente  $M_{RRA}$ . Diese Verlustmomente sind nach Verlustleistungsverläufen aus der Arbeit von Wiehen [1985] abgeleitet und werden in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment für den jeweiligen Nebenaggregateantrieb berechnet.



**Abbildung 2.21.:** Modell der Verbrennungskraftmaschine im virtuellen Antriebsstrang. Berechnung des effektiven Kurbelwellendrehmomentes  $M_{VKM}$ , des aktuellen Kraftstoffvolumenstroms  $\dot{V}_B$ , der Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  und der Reibleistungsverluste  $P_R$  aus spezifischen Kennfeldern für den effektiven Mitteldruck  $p_{me}$ , den spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_e$  und dem Reibmitteldruck  $p_{mr}$  ( $V_H$ : Hubvolumen,  $\rho_B$ : Kraftstoffdichte,  $\Delta p_{mr}$ : Änderung des Reibmitteldrucks,  $P_e$ : effektive Motorleistung an der Kurbelwelle).

Die Modellierung der Verbrennungskraftmaschine nimmt im virtuellen Antriebsstrang eine besondere Stellung ein. Zum einen muss hiermit das mögliche effektive Motordrehmoment zuverlässig bestimmt und zum anderen der Kraftstoffverbrauch möglichst treffend berechnet werden. Neben den sehr komplexen physikalischen Modellen, zum Beispiel von Pischinger u. a. [2002], Mollenhauer u. Tschöke [2007], Weinrich [2009] sowie Merker u. a. [2011] mit null- und mehrdimensionalen Ansätzen, werden ebenso phänomenologische Modellierungsansätze mit empirischen oder semieempirischen Mitteldruckfunktionen für die Modellierung der Verbrennungskraftmaschine verwendet. Nach Guzella u. Onder [2010] ist die Motormodellierung mit Mitteldruckfunktionen im Zusammenhang mit Untersuchungen von außermotorischen Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs vollkommen hinreichend. Hierzu haben sich in der verbreitenden Anwendung überwiegend empirische Betriebspunkt-Kennfelder zur Darstellung benötigter Mitteldruckgrößen sowie Verbrauchs- und Temperaturkennfelder bewährt, vgl. Basshuysen [2006], Mollenhauer u. Tschöke [2007], Giakoumis u. Alafouzos [2010].

Entsprechend der Aussage von Guzella u. Onder [2010] sowie der Zielstellung dieser Arbeit, folgt das hier implementierte Modell der Verbrennungskraftmaschine in Abbildung 2.21 dem verbreitenden Vorgehen zur Darstellung von Mitteldruckgrößen sowie des Kraftstoffverbrauchs auf Basis von Betriebspunkt-Kennfeldern (s. Modellbeschreibung in Anhang B). Dazu sind Kennfelder in Anlehnung an Mollenhauer u. Tschöke [2007], Guzella u. Onder [2010], van Basshuysen u. Schäfer [2017] u.a.m. für die Abbildung eines typischen Nutzfahrzeugmotors entworfen worden. Mit Hilfe dieser Kennfelder werden im Simulationsmodell der Verbrennungskraftmaschine (s. Abbildung 2.21) der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_e$ , die Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  (Wärmestrom aufgrund Verbren-

nungsprozesswärmeverluste an Zylinderwand, Zylinderkopf und Kolben) sowie der Reibmitteldruck  $p_{mr}$  (Reibleistungsverluste der Verbrennungskraftmaschine) bestimmt. Dabei unterliegt der Reibmitteldruck  $p_{mr}$  typischerweise einer Temperaturabhängigkeit (charakteristische Temperatur der Verbrennungskraftmaschine beschrieben durch Kühlwasser- und Öltemperatur). Zur Berücksichtigung dieser Temperaturabhängigkeit wird der ermittelte Reibmitteldruck  $p_{mr}$  aus dem Kennfeld (Werte für den betriebswarmen Motor) durch die Korrelation von Stöckli [1989] unter Beachtung der aktuellen Kühlwasser- und Öltemperatur korrigiert. Die Größen Kühlmittel- und Öltemperatur werden hierzu im thermischen Motormodell des Motorkühl- und Heizungskreislaufmodells aus Kapitel 2.3 berechnet. Die Größen Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  und Reibleistungsverluste  $P_R \triangleq \dot{Q}_R$  sind dabei Eingangsgrößen in das thermische Motormodell.

Das Omnibus-Gesamtfahrzeugmodell wurde mit den durchschnittlichen Verbrauchsangaben nach ifeu [2017] hinsichtlich kumulierter Verbräuche auf Validität geprüft. Entsprechend den Daten aus ifeu [2017] beträgt der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch eines typischen Reisebusses  $30,5 \text{ l}/100\text{km}$ . Der im Simulationsmodell berechnete durchschnittliche Kraftstoffverbrauch beträgt  $30,7 \text{ l}/100\text{km}$ , welcher auf Grundlage von 12 über ein Jahr verteilten Fahrsimulationen bestimmt wurde.

## 2.8. Randbedingungen

Nachfolgend werden für die virtuelle Nachbildung realer Fahrtstrecken die Wahl der Fahrtstrecken, die Erstellung der Geschwindigkeitsprofile sowie die Bestimmung der orts- und zeitabhängigen klimatischen Wetterrandbedingungen erläutert und exemplarisch dargestellt. Die Übersichten aller berechneten Randbedingungen sind aufgrund der Fülle in Anhang C, Anhang D und Anhang E zusammengestellt.

### Fahrtstreckenszenarien

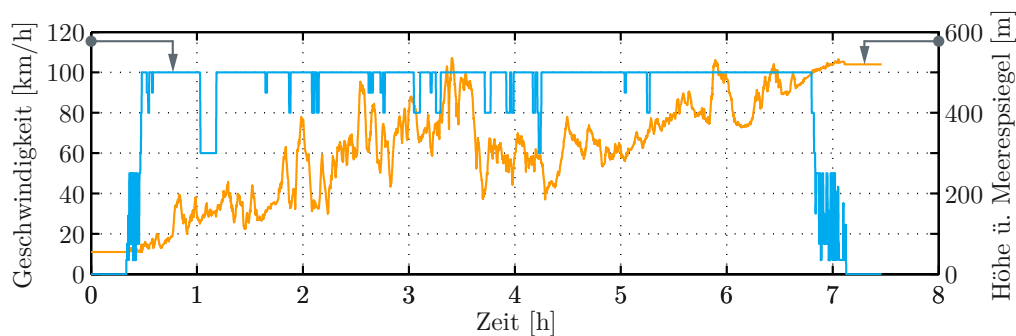
Die typischen Einsatzszenarien für den Reisebus umfassen vorzugsweise den Gelegenheits- und Fernlinienverkehr. Der Gelegenheitsverkehr charakterisiert sich hauptsächlich durch lange Reise- oder Ausflugsfahrten mit nicht bestimmten bzw. diffusen Fahrtstrecken. Der Fernlinienverkehr charakterisiert sich hingegen durch Fahrpläne mit fest definierten sowie mittleren bis langen Fahrtstrecken. Zur Berücksichtigung beider Einsatzszenarien wurden die in Tabelle 2.6 aufgelisteten Fahrtstreckenszenarien definiert. Hiermit sollen exemplarisch sowohl mögliche Städtereisen des Gelegenheitsverkehrs als auch denkbare Fernlinienfahrten zur Verbindung überwiegend größerer Städte abgebildet werden.

**Tabelle 2.6.:** *Fahrtstreckenszenarien für die virtuelle Nachbildung.*

geograph. Raum	Start	Ziel	Fahrtstreckenlänge
Deutschland	Hannover	München	631 km
	Zentraler Omnibusbahnhof	Zentraler Omnibusbahnhof	
Portugal/Spanien	Lissabon	Madrid	624 km
	Estação do Oriente	Estación Sur de Autobuses	
Indien	Neu-Delhi	Kanpur	476 km
	Interstate Bus Terminal	Interstate Bus Station	

Daneben werden mit Hilfe der gewählten Fahrstreckenszenarien aus Tabelle 2.6 verschiedene geographische Räume und Klimate erfasst. Für Europa sind dabei zwei wesentliche Hauptklimate zu unterscheiden, zum einen das boreale Klima und zum anderen das überwiegend warmgemäßigte Regenklima, s. Rubel u. Kottke [2010]. Der geografische Raum um Deutschland beinhaltet dabei ein dominierendes humides kontinentales und partielles Seeklima, welches nach der phänologischen Aufschlüsselung nach Troll u. Paffen [1965] einem kühlgemäßigten Klima mit humiden warmen Sommern entspricht. Der geographische Raum um Portugal und Spanien umfasst überwiegend aride bis semiaride Klimate mit warmen bis heißen Sommern (s. Rubel u. Kottke [2010]), welche nach Troll u. Paffen [1965] dem Zonenklima des wärmegemäßigten-subtropischen Klimas entspricht. Im geografischen Raum um Indien sind nach Köppen u. Geiger [1936] Regionen mit heißem ariden Klima, heißem Wüstenklima sowie tropischem Savannenklima vorzufinden, wobei dem heißen ariden Klima nach der UNEP-Klimaklassifikation (s. Middleton u. Thomas [1997]) zum Teil auch subhumide Anteile zugesprochen werden. Das gewählte Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur durchläuft hierbei das heiße semiaride bis heiße Mittelmeerklima.

Die in Tabelle 2.6 definierten Fahrstrecken werden in der Gesamtfahrzeugsimulation durch charakteristische Soll-Geschwindigkeitsprofile abgebildet. Dafür werden zunächst die Streckenverläufe zwischen den definierten Start- und Zielorten mit Hilfe von Routenplanern erstellt, woraus sich resultierend ein detaillierter Wegpunkteverlauf aus geografischen Koordinaten und Höhendaten entlang der Fahrstrecken ergibt. Darauf aufbauend werden in Verbindung mit der Kenntnis über Straßenkategorien, Ortschaften, Kreuzungen, Abbiege- und Kurvengeschwindigkeiten für die jeweiligen Wegpunktabschnitte die zulässigen und möglichen Höchstgeschwindigkeiten bestimmt und zu einem Geschwindigkeit-Weg-Profil zusammengeführt. Für die Berechnung des notwendigen Geschwindigkeit-Zeit-Profiles müssen zusätzlich Beschleunigungs- und Verzögerungswerte bekannt sein, welche an dieser Stelle durch die Auswertung von 22 spezifischen Omnibusfahrzyklen aus Barlow u. a. [2009] sowie den SORT-Zyklen (Standardised On-Road Test Cycles, s. UITP [2010]), dem ETC (European Transient Cycle, s. Richtlinie 1999/96/EG [2000]) und dem WHTC (World Harmonized Transient Cycle, s. UNECE GTR No. 4 [2007]) bestimmt wurden. In der Gegenüberstellung zu der Charakterisierung von Fahrertypen in der Pkw-Anwendung bei Eghtessad u. Fugel [2010] sowie Treiber u. Kesting [2010] entsprechen die hier ermittelten durchschnittlichen Werte für die Beschleunigung von  $a=0,8 \text{ m/s}^2$  und für die Verzögerung von  $a=-0,6 \text{ m/s}^2$  einen defensiven bzw. gelassenen Fahrertypus, welcher, mit möglicher Transponierung zur Omnibusanwendung, einem komfortablen Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsempfinden der Fahrgäste gleichkommt.



**Abbildung 2.22.:** *Fahrstreckenszenario Hannover - München: Geschwindigkeits- und Höhenprofil.*

Abbildung 2.22 zeigt exemplarisch das berechnete synthetische Geschwindigkeits- und Höhenprofil für das Fahrstreckenszenario Hannover-München. Die Soll-Geschwindigkeitsprofile der in Tabelle 2.6

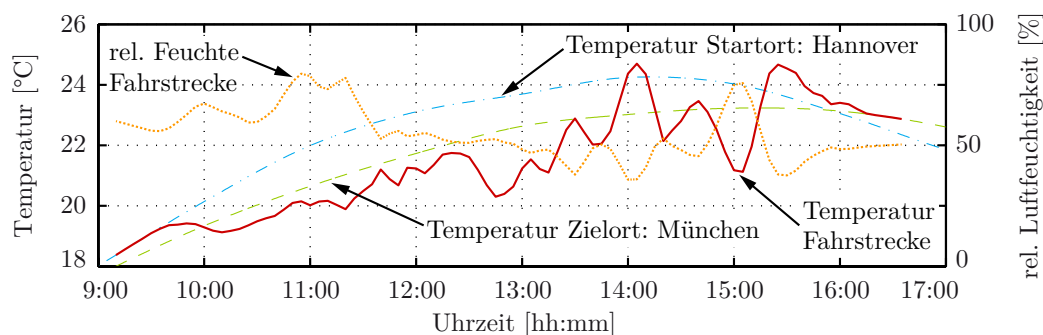
definierten Fahrstreckenszenarien von Lissabon nach Madrid sowie von Neu-Delhi nach Kanpur sind in Anhang D und Anhang E abgebildet.

Auf die Integration der nach Verordnung 561/2006/EG [2006] einzuhaltenden Ruhezeiten (ohne mögliche Aufteilung) von z.B. mindestens 45 min nach einer Lenkzeit von 4,5 h wurde an dieser Stelle zur abschließenden Erstellung der in Tabelle 2.6 definierten Fahrstreckenszenarien bewusst verzichtet. Zum einen wird als Folge der in der Ruhezeit prinzipiell abgeschalteten Verbrennungskraftmaschine der resultierende Einfluss der Ruhezeit auf den Gesamtkraftstoffverbrauch zu Ende eines Fahrstreckenszenarios sehr gering eingeschätzt. Zum anderen ist die Regelung nach Verordnung 561/2006/EG [2006] allein für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid und nicht für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur bindend. Aus diesem Grund wird auf die Integration der Ruhezeiten für eine mögliche Vergleichbarkeit der Ergebnisse verzichtet.

## Klimatische Umgebungsbedingungen

Ein charakteristisches Merkmal der virtuellen Fahrstreckensimulation sind orts- und zeitabhängige klimatische Randbedingungen. Hiermit werden neben den realitätsnahen Fahrstreckenszenarien weitere signifikante dynamische Last- und Störgrößen aufgrund transienter Umgebungsbedingungen geschaffen.

Für die Bestimmung der in dieser Arbeit verwendeten transienten klimatischen Randbedingungen dient die Software METEONORM [2016]. Diese beinhaltet globale Wetterdaten und berechnet weltweit für gewünschte geographische Koordinaten ganzjährige Wetterdaten, s. Remund u. a. [2015]. Für die Gesamtfahrzeugsimulation werden mit dieser Wetterdatensoftware die ganzjährigen Daten von Lufttemperatur, Luftdruck, relativer Luftfeuchtigkeit, direkte und diffuse Solarstrahlung, sowie Azimut und Sonnenhöhe entsprechend der in Tabelle 2.6 definierten geographischen Räume und für eine Vielzahl ortsfester Stützstellen berechnet.



**Abbildung 2.23.:** *Fahrstreckenszenario Hannover-München: Ortsfester Tageszeitverlauf der Lufttemperaturen von Start- und Zielort sowie der orts- und tageszeitabhängige Verlauf der Umgebungslufttemperatur und der relativen Umgebungsluftfeuchtigkeit entlang der virtuellen Fahrstrecke.*

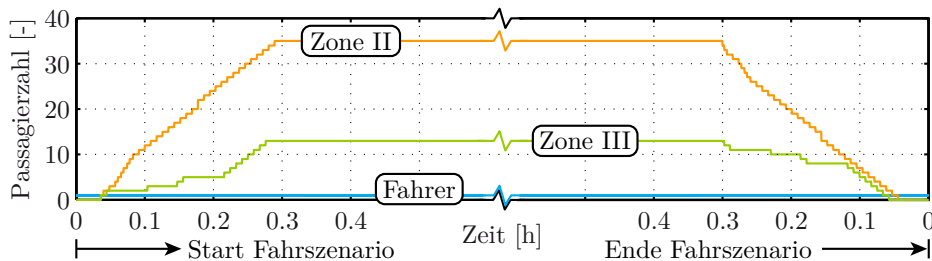
Auf Grundlage der zuvor bestimmten Geschwindigkeit-Zeit-Profile (s. z.B. Abbildung 2.22) und den korrespondierenden Wegpunkteverläufen (GPS-Koordinatenpunkte entlang der Fahrstrecke) wird die Abfolge der geographischen Koordinaten zu einem zeitabhängigen Verlauf überführt. Die zeitliche Fahrstrecken-Koordinatenabfolge dient als Eingangsgröße für die Berechnung der orts- und zeitabhängigen klimatischen Wetterrandbedingungen auf Basis der zuvor mit METEONORM [2016] bestimmten Stützstellen. Abbildung 2.23 zeigt exemplarisch das Ergebnis für das Fahrstreckenszenario Hannover-München mit dem örtlich- und zeitabhängig berechneten Verlauf

der Umgebungslufttemperatur entlang der Fahrstrecke in Gegenüberstellung zu den ortsfesten Umgebungslufttemperaturverläufen von Start- und Zielort.

Für die später folgenden Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen werden für die Darstellung eines Jahresquerschnitts für jeden Monat des Jahres und jeweils jeden 15. Tag des Monats ein virtuelles Fahrtenzenario in Abhängigkeit der in Tabelle 2.6 definierten Fahrstreckenszenarien durchgeführt. Die Übersicht der dafür berechneten klimatischen Umgebungsrandbedingungen sind ausführlich in Anhang C, D und E dargestellt.

## Fahrgäste

Neben dem Geschwindigkeitsprofil und den transienten Umgebungsrandbedingungen ist die Anzahl der Fahrgäste bzw. Passagiere eine weitere nicht zu vernachlässigende Randbedingung der Omnibussimulation. Zum einen wird durch die Passagiere das Gesamtgewicht des Fahrzeugs und somit auch die Massenträgheit sowie der Rollwiderstand erhöht. Zum anderen steigt durch die Zahl der Passagiere die innere thermische Last im Innenraum (s. Kapitel 2.4), wodurch das Klimatisierungssystem eine höhere Leistungsanforderung im Kühlfall bewältigen muss. Entsprechend wird in der Gesamtfahrzeugsimulation die Passagierzahl zu Fahrtbeginn und Fahrtende gemäß Abbildung 2.24 dynamisch verändert. Die gezeigte Änderung der Passagierzahl ist dabei in allen Fahrzenarien aus Tabelle 2.22 identisch.



**Abbildung 2.24.:** Dynamische Änderung der Passagierzahl zu Fahrtbeginn und Fahrtende für die dreiteilige Diskretisierung des Businnenraummodells aus Kapitel 2.4 (Zone I: Fahrerarbeitsplatz, Zone II und Zone III: Fahrgastraum).



### 3. Ergebnisse der Referenzsysteme und der Systeme mit alternativen Kältemitteln

Im Rahmen dieser Arbeit sollen Maßnahmen und Konzepte zur Effizienzverbesserung der Klimakälteproduktion im Reisebus untersucht werden. Ebenso soll die Verwendung der Kältemittel R-1234yf und R-445A als alternative Arbeitsmedien zum gegenwärtig verbreiteten Kältemittel R-134a dargestellt werden. Das Referenzsystem zur Bewertung bildet hierzu das zuvor in Kapitel 2 beschriebene Gesamtsystemmodell eines Reisebusses. Unterschieden werden dabei der Stand der Technik zur Klimakälteproduktion auf Basis des dort dargestellten R-134a- und des R-744-Klimakältekreislaufes. Die Bewertung erfolgt auf Grundlage des Kraftstoffverbrauchs  $B_S$ , der Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ , der örtlich mittleren Innenraumtemperatur des Fahrgastbereiches  $\vartheta_{mR}$ , der Kälteleistungszahl  $COP$  und der Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$ . Diese Bewertungsgrößen werden, mit Ausnahme des Kraftstoffverbrauchs, als Zeitmittelwerte der zeitlichen Ergebnisverläufe angegeben. Weiterhin werden in den Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen die Bewertungsgrößen Kraftstoffverbrauch  $B_S$  und Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  als prozentuale Änderung in Bezug auf den R-134a- bzw. den R-744-Referenz-Klimakältekreislauf dargestellt, s. Tabelle 3.1.

**Tabelle 3.1.:** Bewertungsgrößen der Referenzsysteme sowie der Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen.

	Einheit	Berechnung	Beschreibung
$\vartheta_{FA}$	[°C]	$\frac{1}{\Delta t} \int \vartheta_I(t) dt$	mittl. Innenraumtemperatur Fahrerarbeitsplatz (Zone I, s. Kapitel 2.4)
$\vartheta_{mR}$	[°C]	$\frac{1}{\Delta t} \int \frac{1}{2}(\vartheta_{II}(t) + \vartheta_{III}(t)) dt$	mittl. Innenraumtemperatur Fahrgastbereich (Zone II und III, s. Kapitel 2.4)
$B_S$	$[\frac{l}{100km}]$	$\frac{100}{s_{Fahrweg}} \int \frac{b_e(t) \cdot P_{eff}}{\varrho_B} dt$	Kraftstoffverbrauch (s. Kapitel 2.7 und vgl. Schmidt [2002a] sowie Guzella u. Sciarretta [2007])
$\dot{Q}_{VD}$	[kW]	$\frac{1}{\Delta t} \int (\dot{Q}_{0,Frontbox} + \dot{Q}_{0,Aufdach}) dt$	System-Verdampferleistung
$COP$	[-]	$\frac{\int \dot{Q}_{VD} dt}{\int P_{Welle, Verdichter} dt}$	Kälteleistungszahl
$\Delta B_S$	[%]	$\left( \frac{B_{S,Mod}}{B_{S,Ref}} - 1 \right)$	relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs
$\Delta \dot{Q}_{VD}$	[%]	$\left( \frac{\dot{Q}_{VD,Mod}}{\dot{Q}_{VD,Ref}} - 1 \right)$	relative Änderung der System-Verdampferleistung

Das Klimatisierungsziel bzw. die Soll-Innenraumtemperatur wird für die nachfolgenden Berechnungen der Referenzvergleichsgrößen sowie für die später folgenden Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen auf Basis der in DIN 1946-2 [2006] angegebenen mittlere behagliche Innenraumlufttemperatur in Abhängigkeit der Umgebungslufttemperatur gewählt. Unter Berücksichtigung der im Klimatisierungsregler möglichen Sollwert-Schrittweite von  $\Delta T=0,5K$ , der Umgebungsrandbedingungen aus Kapitel 2.8 sowie der Betriebsgrenzen für den Einsatz der Klimakältekreisläufe

(s. Kapitel 2.6 und Bader [2003, 2015]) wird daraus ein mittlerer Sollwert von  $\vartheta_{\text{Soll}}=22,5^\circ\text{C}$  bestimmt.

Auf Basis der gerade definierten Soll-Temperatur für die Innenraumklimatisierung werden nachfolgend die berechneten Vergleichsbewertungsgrößen der Referenzsysteme dargestellt und einige Besonderheiten kurz diskutiert. Abschließend werden die Berechnungsergebnisse zu den Kältemitteln R-1234yf und R-445A als alternativen zum Kältemittel R-134a vorgestellt.

### 3.1. Berechnungsergebnisse der Referenzsysteme

In den nachfolgenden Tabellen 3.2 und 3.3 sind die Berechnungsergebnisse des R-134a- und des R-744-Referenzsystems zusammengefasst. Die dargestellten Referenzgrößen gliedern sich dabei zum einen nach den in Kapitel 2.8 definierten Fahrstreckenszenarien und zum anderen nach den Fahrtenzenarien für jeden 15. Tag des Monats eines Jahres. Für einige Fahrtenzenarien der Fahrstrecken Hannover-München und Lissabon-Madrid sind keine Berechnungsergebnisse angegeben. Diese fehlenden Angaben resultieren aus der in Kapitel 2.6 angegebenen Sperre des Klimakältekreislaufes in Verbindung mit der Umgebungslufttemperatur. Die Umgebungslufttemperatur erreicht im Fahrstreckenszenario Hannover-München und in den Fahrtenzenarien 1-4 sowie 11 und 12 nicht den Freigabewert von  $\vartheta_U \geq 15^\circ\text{C}$ , um den Klimakältekreislauf einschalten bzw. betreiben zu können. Dieses Verhalten zeigt sich ebenso in den Fahrtenzenarien 1 und 2 sowie 11 und 12 im Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid. Der Betrieb des Klimakältekreislaufes ist in diesen Fahrstrecken- und Fahrtenzenarien vollständig gesperrt. Folglich wird keine Klimakälte produziert, wodurch diese Fahrtenzenarien an dieser Stelle sowie in den Maßnahmen- und Konzeptbetrachtungen entfallen.

**Tabelle 3.2.:** *Berechnungsergebnisse des R-134a-Referenzsystems.*

	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^\circ\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^\circ\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$B_S [\frac{l}{100km}]$	-	-	-	-	32,1	32,1	31,9	32,2	32,1	31,1	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,67	2,64	2,77	2,57	2,75	2,78	-	-
$\dot{Q}_{VD} [kW]$	-	-	-	-	24,2	25,6	23,8	26,4	26,1	24,8	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^\circ\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^\circ\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$B_S [\frac{l}{100km}]$	-	-	31,1	31,9	32,0	32,1	32,0	32,1	32,1	32,1	-	-
$COP [-]$	-	-	2,62	2,70	2,53	2,38	2,50	2,30	2,42	2,57	-	-
$\dot{Q}_{VD} [kW]$	-	-	22,8	23,2	24,7	25,3	24,4	25,6	26,0	26,5	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^\circ\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,3	26,5	27,5	24,8	26,1	24,5	23,9	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^\circ\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,8	23,5	22,9	23,6	22,6	22,5	22,5	22,5
$B_S [\frac{l}{100km}]$	31,6	32,2	32,8	32,9	33,0	33,4	33,3	33,6	33,2	33,0	32,7	32,7
$COP [-]$	2,79	2,57	2,36	2,25	2,24	2,39	2,48	2,66	2,43	2,36	2,45	2,59
$\dot{Q}_{VD} [kW]$	22,9	23,9	25,1	25,5	26,8	31,1	31,1	34,9	30,0	27,4	24,9	25,8



Neben der zuvor angesprochenen vollständigen Sperrung des Klimakältekreislaufbetriebs werden in den Systemsimulationen ebenso partielle Unterbrechungen des Kreislaufbetriebs aufgrund temporärer Unterschreitung der Sperrtemperatur  $\vartheta_{Sperr} \hat{=} \vartheta_U \leq 13^\circ\text{C}$  und anschließendem Erreichen des Freigabewerts von  $\vartheta_U \geq 15^\circ\text{C}$  berücksichtigt. Diese temporären Betriebsunterbrechungen treten in den Fahrtenzenarien 7 und 10 des Fahrstreckenszenarios Hannover-München, im Fahrtenzenario 3 des Fahrstreckenszenarios Lissabon-Madrid sowie in den Fahrtenzenarien 1 und 2 des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur auf (vgl. Anhang F).

Das R-134a- sowie das R-744-Referenzsystem sind für die extremen Umgebungsbedingungen des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur grundlegend nicht dimensioniert. Die Berechnungsergebnisse in Tabelle 3.2 und Tabelle 3.3 zeigen diese Leistungsgrenze in den Fahrtenzenarien 4 bis 10 für beide Referenzsysteme (vgl. Anhang F). Verdeutlicht wird diese Leistungsgrenze in den Fahrtenzenarien 4 bis 10 durch das deutliche Abweichen der mittleren Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und der Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  von dem zuvor bestimmten Sollwert von  $\vartheta_{Soll} = 22,5^\circ\text{C}$ .

**Tabelle 3.3.:** *Berechnungsergebnisse des R-744-Referenzsystems.*

	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^\circ\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^\circ\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$B_S [\frac{l}{100km}]$	-	-	-	-	32,7	32,7	32,6	32,7	32,8	31,5	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,19	2,23	2,16	2,23	2,24	2,13	-	-
$\dot{Q}_{VD} [kW]$	-	-	-	-	25,7	26,5	25,2	27,0	26,7	25,6	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^\circ\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^\circ\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$B_S [\frac{l}{100km}]$	-	-	31,7	32,6	32,6	32,6	32,6	32,7	32,6	32,6	-	-
$COP [-]$	-	-	2,08	2,13	2,14	2,04	2,13	1,97	2,10	2,23	-	-
$\dot{Q}_{VD} [kW]$	-	-	24,9	25,0	26,0	25,9	25,8	25,7	26,5	27,2	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^\circ\text{C}]$	22,5	22,5	22,7	25,2	28,5	29,9	26,0	28,0	25,8	24,8	22,5	22,6
$\vartheta_{mR} [^\circ\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,6	24,3	26,3	23,9	25,7	23,3	22,6	22,5	22,5
$B_S [\frac{l}{100km}]$	32,0	32,9	33,4	33,7	33,8	33,9	33,6	33,7	33,6	33,6	33,4	33,3
$COP [-]$	2,22	2,17	2,03	1,80	1,69	1,77	2,14	2,11	2,07	1,89	2,11	2,24
$\dot{Q}_{VD} [kW]$	24,6	25,5	25,2	24,0	23,8	25,1	27,8	28,2	27,1	25,1	25,4	26,3

Infolge der zuvor diskutierten Abweichungen der mittleren Innenraumtemperatur des Fahrgastbereiches sowie der Temperatur des Fahrerarbeitsplatzes vom gewünschten Innenraumtemperatur-Sollwert wird in den nachfolgenden Untersuchungen einer weiteren Fragestellung nachgegangen. Für diese Fragestellung soll auf Basis des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur untersucht werden, mit welchen Maßnahmen und Konzepten eine effiziente Verbesserung der Leistungsfähigkeit beider Referenzsysteme erzielt werden kann. Dabei soll für diese Fragestellung auf eine gesonderte Betrachtung der für

### 3.2. BERECHNUNGSERGEBNISSE MIT R-1234YF UND R-445A

diese extremen Einsatzbedingungen allgemein größer dimensionierten Komponenten und Anlagen verzichtet werden.

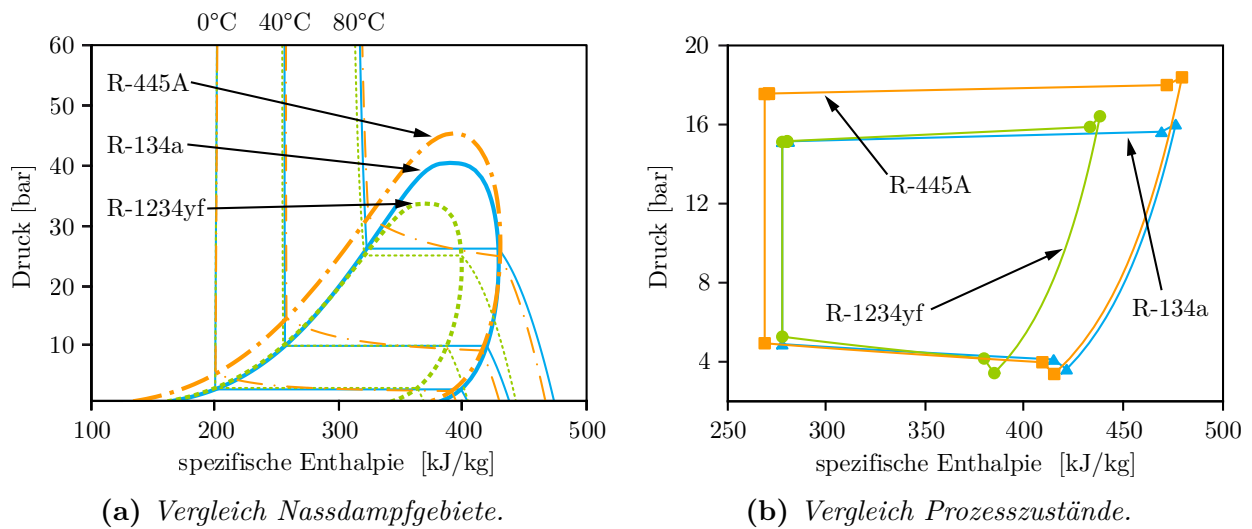
Ergänzend zu den hier dargestellten Berechnungsergebnissen ist in Anhang F exemplarisch die temporäre Unterbrechungen des Kreislaufbetriebs aufgrund der Unterschreitung der Betriebssperrtemperatur am Beispiel des R-134a-Klimakältekreislaufes dargestellt. Zudem ist in Anhang F ebenso exemplarisch das Verhalten des R-134a- und des R-744-Referenzsystems für den Leistungsgrenzbereich im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur am Beispiel des Fahrtenzenarios 6 abgebildet.

### 3.2. Berechnungsergebnisse mit R-1234yf und R-445A

Die Berechnungsergebnisse der Kältemittel R-1234yf und R-445A als alternative Arbeitsmedien zu dem derzeit eingesetzten Kältemittel R-134a sind nachstehend in Tabelle 3.4 und Tabelle 3.5 zusammengefasst. Die Bewertung erfolgt auf Grundlage der in Tabelle 3.1 dargestellten Bewertungsgrößen. Dabei wird sowohl die prozentuale Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  als auch der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Relation zum R-134a-Referenzsystem angegeben. Die Berechnungsergebnisse resultieren auf dem in Kapitel 2 vorgestellten Gesamtfahrzeugmodell sowie dem in Kapitel 2.1 beschriebenen R-134a-Klimakältekreislaufmodell. Für die Bewertung der alternativen Kältemittel R-1234yf und R-445A wurden im R-134a-Klimakältekreislaufmodell die Berechnungen der Kältemittelstoffdaten von R-134a zu den jeweiligen spezifischen Stoffdatenberechnungen von R-1234yf und R-445A abgeändert. Ferner wurden keine weiteren Parameter oder Modelle modifiziert.

**Tabelle 3.4.:** *Berechnungsergebnisse des R-1234yf-Anlagensystems (in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).*

	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</i></b>												
$\vartheta_{FA}$ [°C]	-	-	-	-	22,5	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}$ [°C]	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S$ [%]	-	-	-	-	0,23	0,17	0,25	0,14	0,14	0,12	-	-
$COP$ [-]	-	-	-	-	2,52	2,49	2,62	2,41	2,59	2,63	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}$ [%]	-	-	-	-	-2,81	-3,96	-1,98	-4,61	-3,86	-2,76	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</i></b>												
$\vartheta_{FA}$ [°C]	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}$ [°C]	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S$ [%]	-	-	0,19	0,25	0,19	0,17	0,21	0,15	0,15	0,15	-	-
$COP$ [-]	-	-	2,47	2,54	2,37	2,22	2,34	2,15	2,27	2,41	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}$ [%]	-	-	-2,06	-2,47	-3,99	-4,87	-3,78	-5,30	-5,02	-4,54	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</i></b>												
$\vartheta_{FA}$ [°C]	22,5	22,5	22,7	24,5	26,8	27,9	25,3	26,6	24,9	24,1	22,5	22,6
$\vartheta_{mR}$ [°C]	22,5	22,5	22,5	22,6	23,1	24,1	23,4	24,4	22,8	22,6	22,5	22,5
$\Delta B_S$ [%]	0,15	0,23	0,16	0,17	0,43	0,69	0,55	0,73	0,21	0,17	0,17	0,16
$COP$ [-]	2,63	2,42	2,20	2,03	2,09	2,23	2,35	2,52	2,28	2,18	2,30	2,44
$\Delta \dot{Q}_{VD}$ [%]	-2,53	-2,91	-5,03	-7,51	-3,94	-3,50	-2,63	-2,14	-4,92	-6,15	-4,59	-4,40



**Abbildung 3.1.:** Gegenüberstellung von R-134a, R-1234yf und R-445A im ph-Diagramm: a) Vergleich der Nassdampfgebiete mit Verlauf der Isothermen und b) Vergleich der Prozesszustände bei gleichen Betriebsbedingungen (sowohl Verdichterdrehzahl als auch Luftvolumenstrom und Lufteintrittstemperaturen an den Wärmeübertragern).

**Tabelle 3.5.:** Berechnungsergebnisse des R-445A-Anlagensystems (in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Index	Datum virtuelles Fahrtszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
<b>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</b>												
$\vartheta_{FA}$ [°C]	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}$ [°C]	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S$ [%]	-	-	-	-	0,25	0,19	0,21	0,18	0,13	0,09	-	-
$COP$ [-]	-	-	-	-	2,68	2,65	2,76	2,59	2,74	2,78	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}$ [%]	-	-	-	-	4,15	3,37	3,43	3,43	2,22	2,39	-	-
<b>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</b>												
$\vartheta_{FA}$ [°C]	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}$ [°C]	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S$ [%]	-	-	0,18	0,23	0,22	0,19	0,24	0,14	0,17	0,15	-	-
$COP$ [-]	-	-	2,62	2,69	2,55	2,40	2,52	2,34	2,45	2,59	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}$ [%]	-	-	4,39	3,65	4,03	3,79	4,51	3,34	3,50	3,15	-	-
<b>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</b>												
$\vartheta_{FA}$ [°C]	22,5	22,5	22,6	24,2	26,4	27,4	24,6	26,0	24,2	23,8	22,5	22,5
$\vartheta_{mR}$ [°C]	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	23,6	22,6	23,6	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S$ [%]	0,15	0,25	0,19	0,19	0,13	0,11	-0,14	0,03	0,01	0,16	0,22	0,21
$COP$ [-]	2,76	2,58	2,38	2,32	2,28	2,28	2,58	2,67	2,61	2,42	2,47	2,60
$\Delta \dot{Q}_{VD}$ [%]	3,18	4,60	3,60	4,29	2,52	0,63	2,55	0,52	5,22	3,82	3,84	3,53

Die Berechnungsergebnisse der alternativen Kältemittel R-1234yf und R-445A zeigen in Bezug auf das Kältemittel R-134a, dass durch die Verwendung von R-445A durchgängig höhere Verdampferleistungen erzielt werden als durch die Verwendung von R-1234yf, welches eine durchgängige Minderung der Verdampferleistung aufzeigt. Eine anschauliche Erklärung ergibt sich aus dem Vergleich der Nassdampfgebiete sowie der Gegenüberstellung der Kreislaufprozesszustände von R-134a, R-1234yf und R-445A, s. Abbildung 3.1.

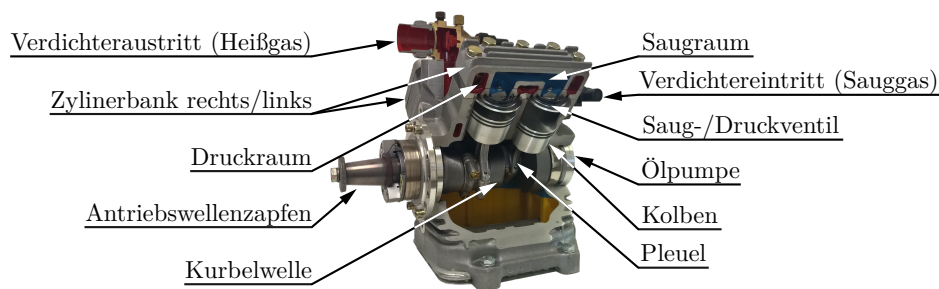
Das Nassdampfgebiet von R-1234yf ist im Vergleich zum Nassdampfgebiet von R-134a erkennbar schmaler, daraus resultiert für R-1234yf eine geringere spezifische Kälteleistung. Darüber hinaus weist R-1234yf im Vergleich zu R-134a eine etwas geringere volumetrische Kälteleistung auf, vgl. Brown [2009]. Weiterhin resultiert aufgrund erhöhter Druckverluste eine höhere Verdichterwellenleistung, wodurch die Kälteleistungszahl zusätzlich geringer ausfällt, vgl. Low u. Schwennesen [2014].

Dem gerade beschriebenen Verhalten von R-1234yf steht das Verhalten von R-445A, im Wesentlichen durch die Verbesserung der Verdampferleistung, gegenüber. Diese höhere Verdampferleistung ist sowohl auf die vergleichbare spezifische und volumetrische Kälteleistung im Vergleich zu R-134a als auch auf die zeotropen Eigenschaften von R-445A zurückzuführen, vgl. Raabe [2017]. In Abbildung 3.1a ist dazu ersichtlich, dass, im Vergleich zu den anderen beiden Kältemitteln R-134a und R-1234yf, die Isothermen von R-445A im Nassdampfgebiet nicht isobar verlaufen. Aus diesem Verlauf der Isothermen resultiert ein Temperaturgleit des Kältemittels, welcher die treibende Temperaturdifferenz im Verdampfer verbessert, vgl. Schulze [2013] und Homann [2015].

Im Vergleich zu R-134a führt dieser nicht isobare Verlauf der Isothermen, bei vergleichbaren Temperaturen nach dem Verflüssiger, jedoch zu einem höheren Hochdruck, s. Homann [2015]. Infolge des höheren Hochdrucks erhöht sich das Druckverhältnis am Verdichter und einhergehend die Verdichterwellenleistung. Dabei ist der Zuwachs der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  ausreichend, um mit der ebenso gestiegenen Verdichterwellenleistung resultierend vergleichbare Kälteleistungszahlen im Vergleich zum R-134a-Referenzsystem darstellen zu können. Folglich zeigt die hier betrachtete Verwendung von R-445A in Gegenüberstellung zu R-1234yf ein wesentlich effizienteres Verhalten.

## 4. Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters

In konventionellen Kompressionskältekreisläufen zur Klimakälteerzeugung in Omnibussen werden typischerweise Tauchkolbenverdichter verschiedenster Bauformen eingesetzt: 2 Zylinder in Reihe, 4 Zylinder in V-Anordnung bis 6 Zylinder in W-Anordnung, s. z.B. Bitzer [2005], GEA [2011] sowie Kaiser [1996] und Fröschle [2010]. Abbildung 4.1 zeigt hierzu exemplarisch einen typischen Omnibus-Tauchkolbenverdichter mit 4 Zylindern in V-Bauform.



**Abbildung 4.1.:** Tauchkolbenverdichter aus der Omnibusanwendung in V-Bauform (2 Zylinderbänke mit jeweils 2 Zylindern bzw. einem Zylinderpaar).

Der Antrieb des Kältemittelverdichters erfolgt vornehmlich mechanisch mittels Riementrieb durch die Verbrennungskraftmaschine. Dabei sind Verdichterleistung und Übersetzungsverhältnis des Riementriebs gewöhnlich für eine hinreichende Kälteleistungsproduktion bei sehr warmen Umgebungsbedingungen dimensioniert. Gleichzeitig wird durch die Verdichterkonstruktion und der drehzahlsynchronen Koppelung von Verdichter und Verbrennungskraftmaschine die Klimakälte vergleichsweise unbeeinflusst vom tatsächlichen Kühlbedarf erzeugt. Vor diesem Hintergrund werden in diesem Kapitel für eine bedarfsorientierte Klimakälteproduktion die Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung, die kontinuierliche sowie diskontinuierliche Drehzahlregelung und eine neuartige Kombination aus Sauggasabriegelung und diskontinuierlicher Drehzahlregelung untersucht. Beginnend werden nachfolgend die geläufigsten Technologien zur Adaption der Förderleistung von Tauchkolbenverdichtern dargestellt. Anschließend werden die Sauggasabriegelung, die kontinuierliche Drehzahlregelung mit CVT und die diskontinuierliche Drehzahlregelung mit Riemenscheibengetriebe detailliert beschrieben und für die abschließenden Berechnungen spezifiziert. Im letzten Abschnitt werden die Berechnungsergebnisse dieser Ansätze vorgestellt.

### 4.1. Verfahren zur Förderleistungsadaption

Die Verfahren zur Förderleistungsadaption von Tauchkolbenverdichtern können allgemein in Aussetzbetrieb, Zylinderabschaltung, Drehzahlregelung sowie in externe Ansätze kategorisiert werden, s. Hendriks [2002], Ahlers u. Boni [2009]. Im Zusammenhang mit der Fahrzeugklimatisierung wird das auf den Aussetzbetrieb basierende Regelkonzept auch als Cycling-Clutch-Betrieb bezeichnet. Dabei wird mit der Magnetkupplung zwischen Riementrieb und Verdichterwelle (s. Althouse u. Rabbitt [1991], Watanabe [2002]) der Kältemittelverdichter im Taktbetrieb zwischen zwei Anforderungswerten ein- oder abgeschaltet, um rudimentär die Leistung zu regeln, s. Köhler [1988], Peter [2011]. Neben

der Einzelverdichteranwendung wird der Aussetzbetrieb vorzugsweise in Verdichterverbundapplikationen eingesetzt, s. Cube [1997a]. Dabei wird die maximale Leistungsanforderung durch den Betrieb aller im Verbund stehenden Verdichter erbracht und bei geringer Leistungsanforderung der Betrieb mindestens eines Verdichters ausgesetzt. Sonnekalb u. Schmitt [2007] zeigen hierzu beispielsweise einen Verdichterparallelverbund für ein Fahrzeugklimatisierungssystem.

Neben der vollständigen Unterbrechung der Förderleistung durch den Cycling-Clutch-Betrieb wird mit der Zylinderabschaltung die Förderleistung des Kältemittelverdichters nur teilweise beeinflusst. Spezifische Umsetzungsvarianten der Zylinderabschaltung sind beispielsweise die Sauggasabriegelung, der interne Bypass und die Ventilanhebung, s. Hendriks [2002]. Die Zylinderabschaltung durch Ventilanhebung wird mit Hilfe einer Anhebevorrichtung, welche das Saugventil vom Ventilsitz abhebt, realisiert. Damit steht das Saugventil im Verdichtungshub offen und es wird kein Kältemittel in den Druckraum gefördert. Die interne Bypassschaltung wird durch öffnen eines Kurzschlusskanals zwischen Saug- und Druckraum im Zylinderkopf eines Zylinders oder Zylinderpaars ausgeführt. Das geförderte Kältemittel kann dadurch nur intern umlaufen. Daneben wird in der Omnibusanwendung häufig auf die Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung zurückgegriffen, s. GEA [2013] und Bitzer [2014]. Hierbei verschließt ein Sperrventil den Saugraum eines Zylinders oder Zylinderpaars, wodurch das Ansaugen von Kältemittel verhindert wird. Die Technologien zur Zylinderabschaltung charakterisieren sich dabei typischerweise durch eine diskontinuierliche Förderleistungsadaption, s. Ahlers u. Boni [2009]. Zur Verbesserung dieser diskontinuierlichen Förderleistungsregelung wird von Schaich u. Mederle-Hoffmeister [2015] ein hochfrequenter Taktbetrieb der Sauggasabriegelung oder des internen Bypasses vorgeschlagen, wodurch die Förderleistung quasi kontinuierlich geregelt werden kann.

Im Gegensatz zu den zuvor genannten Verfahren greift die Drehzahlregelung zur Förderleistungsadaption bereits im Antrieb des Kältemittelverdichters an. Ausführungen zur Drehzahladaption am Antrieb können durch einen Separatantrieb oder durch ein Verstellgetriebe realisiert werden. Der Separatantrieb wird typischerweise durch eine elektrische Maschine verwirklicht, welche die Verdichterdrehzahl auf der einen Seite durch Umschalten der Polpaarzahl diskontinuierlich oder auf der anderen Seite mit Hilfe eines Frequenzumrichters kontinuierlich einstellen kann, s. Hendriks [2002], Bachmann [2010]. Alternativen zum Separatantrieb sind Verstellgetriebe, wie zum Beispiel stufenlose Getriebe zur kontinuierlichen oder Schaltgetriebe zur diskontinuierlichen Drehzahladaption, s. Neunheimer u. a. [2007]. Die technische Realisierung eines stufenlosen Getriebes zur Regelung der Verdichterdrehzahl im Omnibus wird bei Krieg [1989] und Bühler [2000] beschrieben. Das hierbei beschriebene und Variocomp genannte stufenlose Getriebe basiert grundlegend auf einem CVT (Continuously Variable Transmission), s. Linnig Antriebstechnik GmbH [1993]. Ziel der Drehzahlregelung mit diesem Variocomp-Getriebe ist es, die Drehzahldynamik der Verbrennungskraftmaschine derart auszugleichen, dass eine nahezu konstante Abtriebsdrehzahl am Kältemittelverdichter vorliegt. Den Einsatz eines Schaltgetriebes zur Drehzahladaption des Kältemittelverdichters präsentiert Baumgart [2010]. Bei diesem von Baumgart [2010] vorgestellten Konzept wird zusätzlich zur Riemenübersetzung eine weitere Übersetzungsstufe mit Hilfe eines Planetengetriebes geschaffen. Der dazu erforderliche Planetenradsatz ist dabei platzsparend in die Riemenscheibe des Kältemittelverdichters integriert.

In die letzte oben genannte Kategorie mit externen Ansätzen sind die Saugdrossel und der externe Bypass eingeordnet. Für die Förderleistungsregelung mit einer Saugdrossel wird mit einem regelbaren Saugdrosselventil zwischen Verdampfer und Kältemittelverdichter gezielt der Verdichtersaugdruck gesenkt, wodurch unter anderem das Druckverhältnis steigt und die Sauggasdichte sinkt. Daneben charakterisiert sich der externe Bypass grundlegend durch eine direkte Verbindungsleitung zwischen Verdichteraustritt und Verdichtersaugseite. Die wesentliche Förderleistungsadaption mit externem

Bypass resultiert hierbei aus der Reduzierung des durch den Kreislauf strömenden effektiven Kältemittelmassenstroms, s. Cube [1997a].

Arbeiten, welche die Förderleistungsregelung für den Kältemittelverdichter im Omnibus untersuchen, sind bis auf Andersson [2004], Kossel [2011] und Dünnebeil u. a. [2015] an dieser Stelle nicht bekannt. Die von Andersson [2004] geführten Untersuchungen beruhen hauptsächlich auf der Betrachtung des Aussetzbetriebs aller Nebenaggregate, worunter der Kältemittelverdichter und der gesamte Klimakältekreislauf nur rudimentär berücksichtigt werden. Zudem orientiert sich der untersuchte Aussetzbetrieb allein auf Aussetzvorgänge bei Fahrzeugbeschleunigung und -verzögerung. Bei Kossel [2011] wird der kühlbedarfsorientierte Einsatz der Sauggasabriegelung dargestellt. Hierzu zeigt Kossel [2011] auf Grundlage einer einzelnen virtuellen Testfahrt mit transienten Umgebungsrandbedingungen exemplarisch das Energieeinsparpotenzial bezogen auf die Verdichterarbeit. Die Maßnahmenstudie von Dünnebeil u. a. [2015] zur Kraftstoffeinsparung und Treibhausgasminderung von schweren Nutzfahrzeugen bewertet den Einfluss der Sauggasabriegelung lediglich am Rande. Der bedarfsorientierte Einsatz bleibt dabei gänzlich unberücksichtigt und der Energieverbrauch des Klimatisierungssystems wird ausschließlich durch eine konstante mittlere Leistung abgeschätzt.

Die Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters ist sowohl entscheidend für eine bedarfsorientierte und effiziente Klimakälteproduktion als auch für die Einsparung von Kraftstoff und Emissionen. Aus diesem Grund werden nachfolgend die Sauggasabriegelung, die kontinuierliche Drehzahlregelung mit CVT und die diskontinuierliche Drehzahlregelung mit Riemenscheibengetriebe sowie die neuartige Kombination aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe detailliert vorgestellt und untersucht.

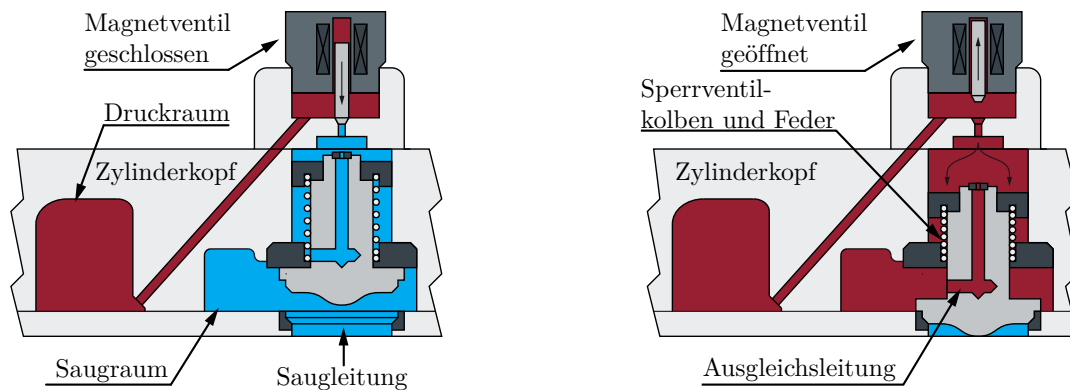
## 4.2. Spezifikation der zu untersuchenden Förderleistungsadaptionen

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung, die stufenlose Drehzahlregelung des Kältemittelverdichters mit einem CVT, die Drehzahlregelung mit einem Riemenscheibengetriebe sowie die neuartige Kombination aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe für die Untersuchungen im Gesamtfahrzeugmodell aus Kapitel 2 spezifiziert. Hierzu werden neben der prinzipiellen Darstellung der Funktionsweisen ebenso die entworfenen Betriebsstrategien beschrieben.

### 4.2.1. Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung

In diesem Abschnitt werden einleitend das Funktionsprinzip der Sauggasabriegelung und abschließend die implementierte Betriebsstrategie für die Sauggasabriegelung beschrieben. Abbildung 4.2 illustriert das Funktionsprinzip der Sauggasabriegelung, welche durch einen spezifischen Zylinderdeckel mit integriertem Sperrventil im Saugraum realisiert wird (s. GEA [2013], Bitzer [2014]): In dem Fall, dass am Magnetventil keine Schaltspannung anliegt, bleibt der Hochdruckpass zum Sperrventilkolben geschlossen und die Sperrkolbenfeder drückt den Sperrventilkolben in den oberen Ventilsitz. Die Verbindung zwischen Saugkammer und Sauggasleitung steht somit offen und der Verdichter arbeitet mit seinem gesamten Hubvolumen. Wird das Magnetventil betätigt, öffnet sich der Zugang des Hochdruckpasses zum Sperrventilkolben, es strömt hochdruckseitiges Kältemittel oberhalb des Sperrventilkolbens ein und drückt diesen auf den unteren Ventilsitz. Infolge ist die

Verbindung zwischen Saugkammer und Sauggasleitung gesperrt und der Verdichter arbeitet mit reduziertem Hubvolumen.

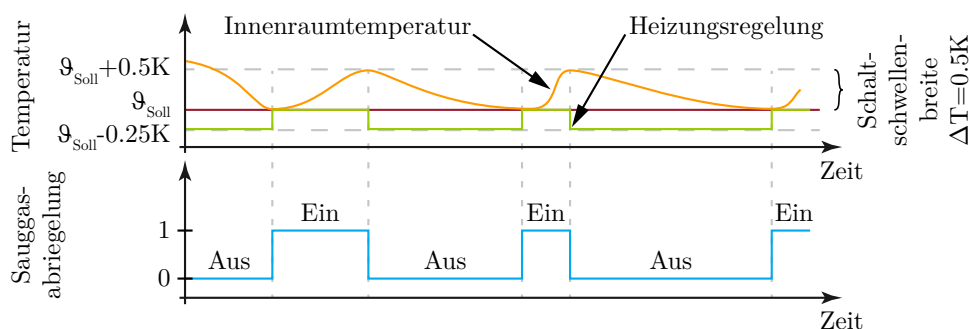


(a) Sperrventil vor Sauggaskammer geöffnet. (b) Sperrventil vor Sauggaskammer geschlossen.

**Abbildung 4.2.:** Funktionsprinzip der Sauggasabriegelung: a) nicht aktive Sauggasabriegelung und b) aktive Sauggasabriegelung (Abbildungen in Anlehnung an GEA [2013] und Bitzer [2014]).

Die getroffenen Annahmen sowie die entworfene Betriebsstrategie für die Bewertung der Sauggasabriegelung werden nachfolgend erläutert. Auf Grundlage der betrachteten Kältemittelverdichter (für R-134a- und R-744-Anlage) in V-Bauform mit zwei Zylinderpaaren (s. Abbildung 4.1) sind für die Sauggasabriegelung mögliche Verdichter-Leistungsstufen mit 50%- und 100%-Fördervolumen realisierbar.

Analog zu diesen Leistungsstufen wird das effektive Verdichterhubvolumen im Simulationsmodell des jeweiligen Kältemittelverdichters entsprechend dem Stellsignal der entworfene Betriebsstrategie verändert. Die hierzu entworfene Betriebsstrategie auf Basis einer Zweipunkt-Regelung ist in das Modell des Klimareglers aus Kapitel 2.6 integriert und ist in Abbildung 4.3 schematisch skizziert. Die Führungsgröße der Sauggasabriegelung kann dabei durch den Saugdruck, der Verdampfungstemperatur aber auch durch die Innenraumtemperatur definiert werden, s. Bader [1998a, b], Bolz u. a. [2011]. Für eine bedarfsorientierte Regelung der Klimakälteproduktion wird an dieser Stelle die Innenraumtemperatur als Führungsgröße gewählt.



**Abbildung 4.3.:** Betriebsstrategie der Sauggasabriegelung.

Zur Erhaltung des Innenraumkomforts sollen mögliche Temperaturschwankungen im Innenraum durch die Sauggasabriegelung gering gehalten werden. Aus diesem Grund wird für die hier verwendete Zweipunkt-Regelung eine Schaltschwellenbreite von  $\Delta T = 0.5K$  festgelegt, s. Abbildung 4.3. Erreicht die Innenraumtemperatur mindestens die Soll-Innenraumtemperatur (untere Schaltschwelle), wird nach einer kurzen Wartezeit die Sauggasabriegelung aktiv. Steigt die Innenraumtemperatur danach

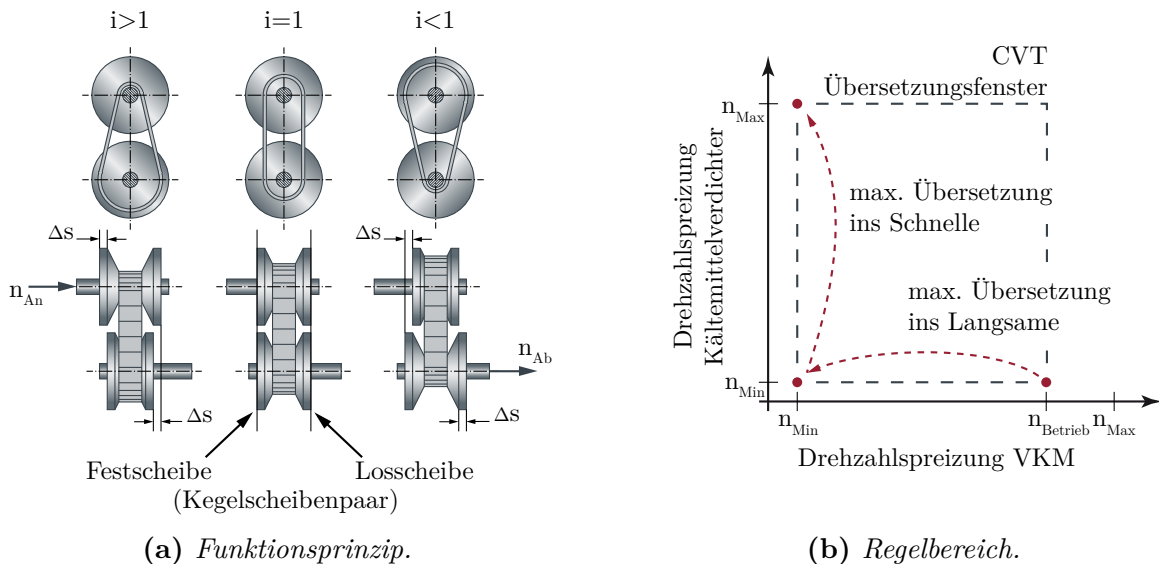


und erreicht oder überschreitet den oberen Schaltschwellenwert  $\vartheta_{\text{Soll}} + 0,5 \text{ K}$ , wird die Sauggasabriegelung deaktiviert. Hierbei wird eine Mindestlaufzeit von  $t = 3 \text{ min}$  zwischen Deaktivierung und erneuter Aktivierung eingehalten. Mit Einhaltung dieser Mindestlaufzeit soll zum einen ein zu häufiges Takten und zum anderen ein Oszillieren der Überhitzungsregelung bei sehr kurzen Schaltzyklen vermieden werden. Daneben wird die Mindestabschaltzeit mit  $t = 10 \text{ s}$  festgelegt, welche weit unterhalb der Zeitkonstante der Innenraumtemperatur liegt, wodurch ein Aufheizen des Innenraums oberhalb von  $\vartheta_{\text{Soll}} + (\Delta T = 0,5 \text{ K})$  vermieden werden soll.

Im Omnibus-Klimaregler wird die Innenraumtemperatur im Wesentlichen durch die Heizungsregelung mittels Gegenheizen eingestellt, s. Kapitel 2.6. Durch diese Gegenheizstrategie kann die gerade beschriebene Betriebsstrategie der Sauggasabriegelung im Bereich der unteren Schaltschwelle ungewollt beeinflusst werden. Aus diesem Grund wird die Heizungsregelung zusätzlich in die Betriebsstrategie der Sauggasabriegelung integriert. Dabei wird der Soll-Wert der Heizungsregelung für die Frontbox und Aufdachanlage bei deaktivierter Sauggasabriegelung um  $\Delta T = 0,25 \text{ K}$  auf  $\vartheta_{\text{Soll}} = 22,25^\circ \text{C}$  abgesenkt. Nach erfolgter Sauggasabriegelung und kurzer Wartezeit wird der Soll-Wert der Heizungsregelung wieder auf die ursprüngliche Soll-Innenraumtemperatur umgeschaltet, s. Abbildung 4.3.

#### 4.2.2. Drehzahlregelung mit stufenlosem Getriebe

Die Drehzahlregelung des Kältemittelverdichters zur Förderleistungsadaption ist maßgebend das effektivste Leistungsregelungsverfahren für den Kältekreislauf, s. Tassou u. Qureshi [1998], Fredsted u. Juel [2004] und Bachmann [2010]. Auf der einen Seite kann mit der Drehzahlregelung die Kälteleistungsproduktion im Teillastbetrieb gezielt abgesenkt und auf der anderen Seite für den Vollastbetrieb gezielt erhöht werden.



**Abbildung 4.4.:** Stufenlose Drehzahlregelung mit CVT: a) Funktionsprinzip CVT und b) Übersetzungsregelbereich resultierend aus Drehzahlsteigerung von Verbrennungskraftmaschine und Kältemittelverdichter.

Für die Bewertung der stufenlosen Drehzahlregelung des Kältemittelverdichters stützen sich die nachfolgenden Betrachtungen auf ein CVT mit Umschlingungstrieb, s. Neunheimer u. a. [2007]. Das Funktionsprinzip des CVTs ist in Abbildung 4.4a dargestellt. Die Drehzahl und das Drehmoment werden im CVT durch den Krafttreibschluss des Umschlingungsmittels an den Antriebs- und Abtriebs-Kegelscheibenpaaren übertragen. Dabei kann jeweils eine Kegelscheibe eines Kegelscheibenpaares

axial verschoben werden. Infolge einer axialen Abstandsänderung der Kegelscheibenpaare wird der Kontaktradius des Umschlingungsmittels auf der Antriebs- und Abtriebsseite variiert. Für die in Umfangsrichtung wirkenden Kräfte ändert sich somit der Wirkradius und es kommt zu einer Wandlung von Drehzahl und Drehmoment, s. Reif [2011].

Für die Bewertung des CVT-Einsatzes zur Drehzahlregelung des Kältemittelverdichters werden nachstehend einige Annahmen getroffen. Der mögliche und zulässige Übersetzungsbereich des CVTs wird auf der einen Seite maßgeblich durch die zulässige Drehzahlspreizung des Kältemittelverdichters entsprechend den Herstellerangaben und auf der anderen Seite von der Drehzahlspreizung der Verbrennungskraftmaschine im Fahrbetrieb bestimmt, s. Abbildung 4.4b und Tabelle 4.1. Weiterhin soll der CVT-Einsatz zum einen ideal und zum anderen auf Grundlage eines typischen mittleren Wirkungsgrades untersucht werden. Die ideale Annahme ohne Berücksichtigung von Getriebeverlusten soll das theoretisch-technische Grenzpotenzial der stufenlosen Drehzahlregelung aufzeigen. Für die Berücksichtigung eines typischen mittleren Wirkungsgrades zur Berechnung von Getriebeverlusten wurden die Arbeiten von Tenberge [1986], Pietz [1992], Sauer [1996], Sattler [1999], Sue [2003] und Behrendt [2009] sowie Kruse [2013] analysiert. Die darin aufgezeigten Wirkungsgrade wurden über die untersuchten Lastkollektive, Übersetzungen sowie über die Gesamtheit aller Arbeiten arithmetisch gemittelt. Resultierend wurde daraus ein typischer mittlerer Wirkungsgrad von  $\eta=0,89$  bestimmt.

**Tabelle 4.1.:** *Stufenlose Drehzahlregelung mit CVT: Verdichter-Drehzahlgrenzen und CVT-Wirkungsgrade.*

Verdichter	min. Drehzahl	max. Drehzahl	Wirkungsgrad:	
	$[U/min]$	$[U/min]$	$CVT_A$	$CVT_B$
R-134a:	500	3500	1,0	0,89
R-744:	500	3000	1,0	0,89

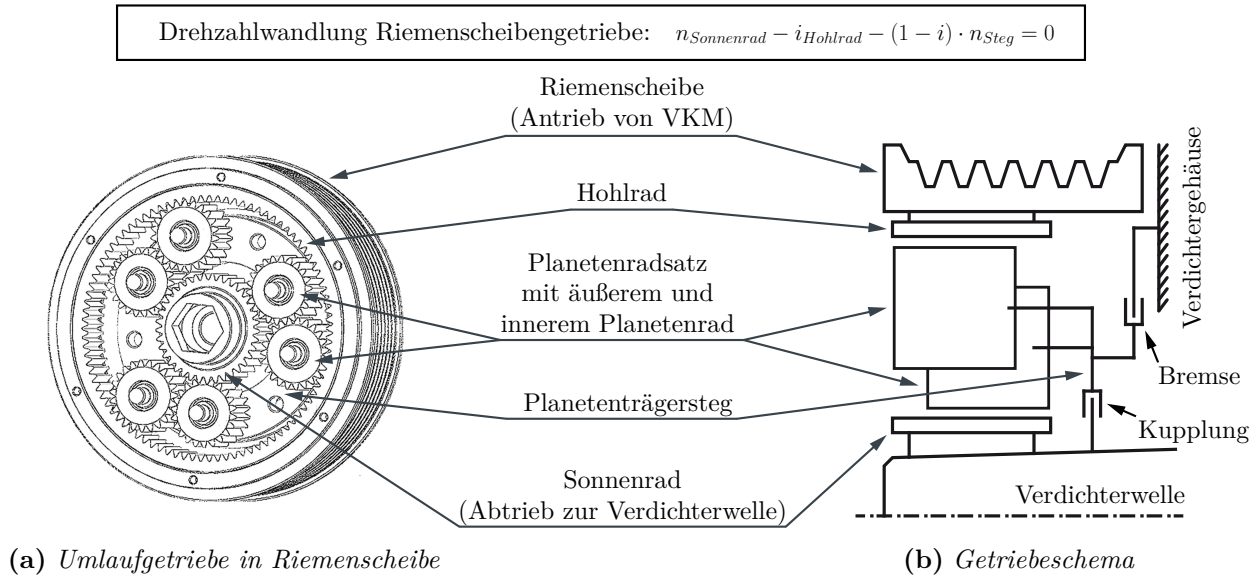
Im Gesamtfahrzeugmodell aus Kapitel 2 werden für die Bewertungssimulationen jeweils ein CVT-Modell mit und ein Modell ohne Berechnung von Verlusten in das Antriebsstrangmodell aus Kapitel 2.7 integriert. Die CVT-Übersetzung (Stellgröße) resultiert dabei aus der Regelung der Innenraumtemperatur (Regelgröße) mit einem herkömmlichen PI-Regler. Der PI-Regler ist dazu im Modell des Klimareglers aus Kapitel 2.6 integriert. Damit die ungewollte Beeinflussung durch die Gegenheizstrategie, wie bereits zuvor bei der Sauggasabriegelung beschrieben, vermieden werden kann, wird der Innenraumtemperatur-Sollwert der Heizungsregelung für Frontbox und Aufdachanlage dauerhaft um  $\Delta T=0,25$  K auf  $\vartheta_{Soll}=22,25^\circ\text{C}$  abgesenkt.

### 4.2.3. Drehzahlregelung mit Schaltgetriebe

Neben der zuvor beschriebenen kontinuierlichen Drehzahlregelung mit einem CVT kann die Verdichterdrehzahl ebenso diskontinuierlich mit einem Schaltgetriebe adaptiert werden. Dazu wird in diesem Abschnitt einleitend das Konzept eines Riemenscheibengetriebes vorgestellt. Anschließend werden die Getriebeauslegung bezüglich der Drehzahlübersetzung diskutiert und abschließend die gewählten Annahmen sowie die Integration in das Gesamtfahrzeugmodell erläutert.

Das an dieser Stelle betrachtete Riemenscheibengetriebe basiert auf einem in die Verdichterriemenscheibe integrierten Umlaufgetriebe mit zwei Übersetzungsgängen ( $i<1$  und  $i=1$ ), s. Baumgart [2010]. Den Aufbau des Riemenscheibengetriebes zeigt Abbildung 4.5a. Das dargestellte Umlaufgetriebe ist in Planetenbauweise als Plusgetriebe ausgeführt, wodurch Riemenscheibe und Verdichterwelle

bei effektiver Drehzahl- und Drehmomentenwandlung des Getriebes die gleiche Drehrichtung haben, s. Looman [2009], Steinhilper u. Sauer [2012]. In dem dargestellten Aufbau ist das Hohlrad des Planetengetriebes in die Riemenscheibe des Kältemittelverdichters eingepasst. Auf dem Planetenträgersteg sind drei Planetenradsätze mit jeweils zwei im Eingriff stehenden Planetenrädern gelagert. Der Abtrieb erfolgt zum Sonnenrad, welches mit der Kältemittelverdichterwelle verbunden ist. Daneben befindet sich zwischen Sonnenrad und Planetenträgersteg eine schaltbare Magnetkupplung und zwischen Planetenträgersteg und Verdichtergehäuse eine schaltbare Magnetbremse, s. Abbildung 4.5b.



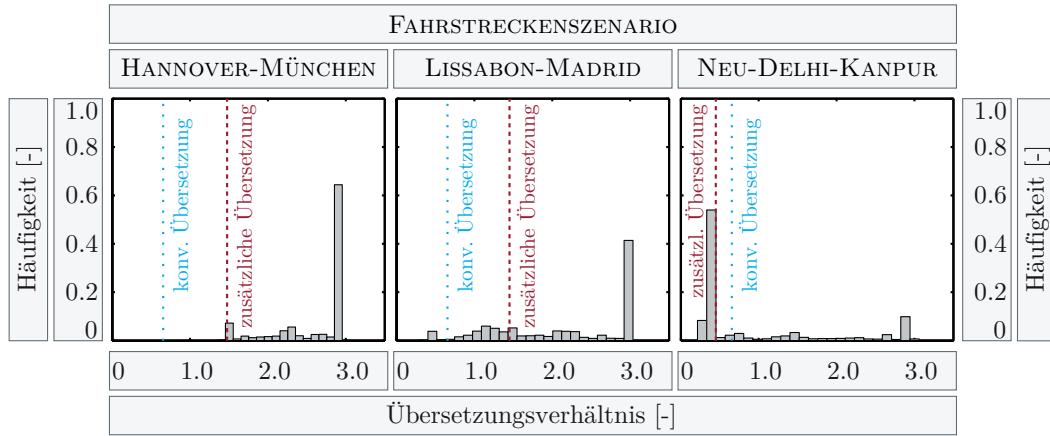
**Abbildung 4.5.:** Aufbau des Riemenscheibengerätes sowie Grundgleichung der Umlaufgetriebe (Willis-Gleichung, s. Schlecht [2010]) zur Beschreibung der Drehzahlwandlung im Riemenscheibengeräte:  
 $n_{\text{Steg}}=0$  Drehzahlübersetzung aktiv,  $n_{\text{Steg}}=n_{\text{Sonnenrad}}$  keine Drehzahlübersetzung.

Sofern die Bremse geschlossen und die Kupplung des Riemenscheibengerätes geöffnet ist (Steg steht still,  $n_{\text{Steg}}=0$ , s. Drehzahlgrundgleichung in Abbildung 4.5) wird vom Getriebe zwischen Hohlrad und Sonnenrad eine Übersetzung ins Schnelle erzeugt ( $i < 1$ ). Ist entgegengesetzt die Bremse geöffnet und die Kupplung geschlossen, läuft das Getriebe als Block um ( $i=1$ ,  $n_{\text{Steg}}=n_{\text{Sonnenrad}}$ , s. Drehzahlgrundgleichung in Abbildung 4.5). In diesem Fall entstehen keine Getriebeverluste und der Kältemittelverdichter wird allein mit dem Übersetzungsverhältnis des Riemetriebes angetrieben. Sind sowohl Bremse als auch Kupplung geöffnet, wird der Kältemittelverdichter vom Riemetrieb, entsprechend der Unterbestimmung des Planetengetriebes, entkoppelt. Hiermit wird die Trennung des Verdichters vom Antrieb, wie zuvor mit der konventionellen Magnetkupplung, ermöglicht.

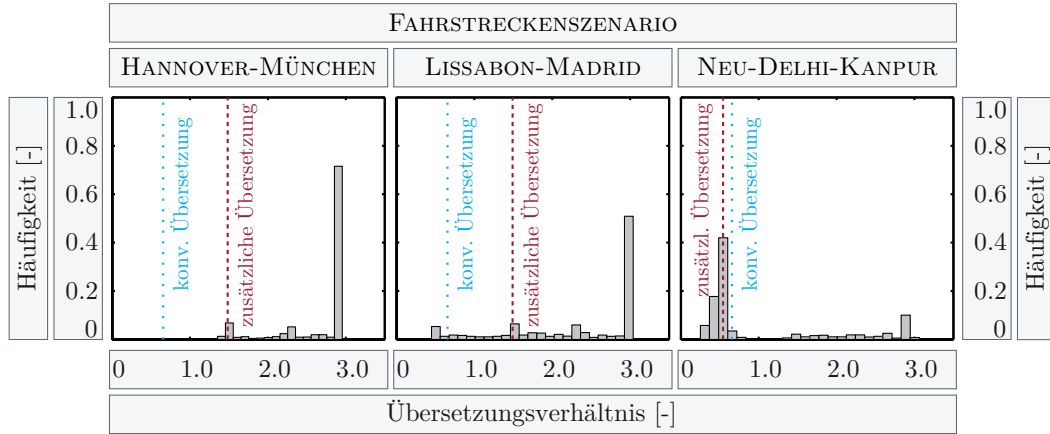
Für die nachfolgende Auswahl der Übersetzungsstufen für das Riemenscheibengeräte werden an dieser Stelle zunächst zwei Prämissen definiert. Erstens, auf eine vollständige neue und optimierte Auslegung von zwei möglichen Übersetzungsstufen wird verzichtet. Infolge wird die konventionelle Übersetzung des Riemetriebes als eine der zwei Übersetzungsstufen beibehalten und allein eine zusätzliche Übersetzungsstufe ausgelegt. Zweitens, diese zusätzliche Übersetzungsstufe ist in der Weise auszulegen, dass häufige Schaltzyklen und ein etwaiger oszillierender Taktbetrieb durch die Drehzahldynamik im Fahrbetrieb und durch die Verdichterdrehzahlgrenzen weitestgehend vermieden werden kann.

Wesentliche Voraussetzung für die Auslegung der Übersetzungsstufe des Riemenscheibengerätes ist die Kenntnis über die Klimatisierungsleistungsanforderung, die verfügbare Klimakälte sowie die

typischen Motordrehzahlen. Diese Größen werden gewöhnlich in ganzjährig durchgeführten Feldstudien bestimmt. Auf eine derartige Datenerhebung kann an dieser Stelle nicht zurückgegriffen werden. Deshalb werden für die nachfolgenden Überlegungen die in Kapitel 2.8 dargestellten Einsatzszenarien in Verbindung mit den Gesamtfahrzeugsimulationen der zuvor beschriebenen Förderleistungsadaption mit dem CVT herangezogen. Vorteil dieser Betrachtung ist zum einen die bereits vollständige Berücksichtigung der Verdichterbetriebsgrenzen. Zum anderen resultieren aus der bedarfsorientierten Verdichterdrehzahladaption mit dem CVT bereits die typischen notwendigen Übersetzungsstufen. Die Auswertung dieser CVT-Übersetzungen auf Grundlage einer Häufigkeitsverteilung zeigt Abbildung 4.6. Die Diagramme sind dabei zum einen in Fahrstreckenszenarien und zum anderen für die Kältemittel R-134a und R-744 unterteilt.



(a) Häufigkeitsverteilung der CVT-Übersetzung in Verbindung mit R-134a-Anlage.



(b) Häufigkeitsverteilung der CVT-Übersetzung in Verbindung mit R-744-Anlage.

**Abbildung 4.6.:** Häufigkeitsverteilung der CVT-Übersetzung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Kältemittelverdichter. Simulationsergebnisse aus Gesamtfahrzeugsimulation mit dem in Abschnitt 4.2.2 dargestellten CVT-Einsatz. Ebenso eingetragen sind die konventionelle Riemetriebübersetzung und die zusätzlich gewählte Übersetzungsstufe für den Einsatz des Riemenscheibengetriebes.

Die in Abbildung 4.6 deutlich dominierende Übersetzung ins Langsame in den Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid kann ausschließlich bei hohen Drehzahlen der Verbrennungskraftmaschine angewendet werden, vgl. Tabelle 4.1 und Abbildung 4.4b. Folge dieser dominierenden Übersetzung ins Langsame wäre, dass bereits bei geringen Drehzahlschwankungen, durch Fahrstufenwechsel oder Änderungen der Geschwindigkeit, Schaltvorgänge mit dem Riemenscheibengetriebe notwendig sind. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle die zusätzliche Übersetzungsstufe ins Lang-

same des Riemenscheibengetriebes weniger stark ausgeprägt ausgelegt, s. Abbildung 4.6. Daneben orientiert sich die Wahl der Übersetzung ins Schnelle für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur an der oberen Drehzahlgrenze des Kältemittelverdichters, s. Tabelle 4.1. Damit diese Übersetzung ins Schnelle auch bei hohen Drehzahlen der Verbrennungskraftmaschine und ohne Überschreiten der oberen Verdichterdrehzahlgrenze genutzt werden kann, wurden die in Abbildung 4.6 eingetragenen Übersetzungen gewählt. Die Übersicht aller Übersetzungen zeigt Tabelle 4.2.

Für die abschließenden Bewertungssimulationen wird im Antriebsstrangmodell (s. Kapitel 2.7) des Gesamtfahrzeugmodells aus Kapitel 2 der Riementrieb zum Kältemittelverdichter mit einem Modell für das Riemenscheibengetriebe erweitert. Dabei wird die Übersetzung des Riementriebs zu der in Tabelle 4.2 eingetragenen Übersetzung bei inaktivem Riemenscheibengetriebe abgeändert. Getriebeverluste bei aktivem Riemenscheibengetriebe werden mit dem von Baumgart [2010] angegebenen Wirkungsgrad von  $\eta=0,96$  für das Riemenscheibengetriebe berücksichtigt. Im inaktiven Zustand läuft das Riemenscheibengetriebe als Block um, wodurch keine Getriebeverluste entstehen und lediglich die Verluste aus dem Riementrieb beachtet werden müssen.

**Tabelle 4.2.:** Übersetzungsstufen zwischen Verbrennungskraftmaschine und Verdichterwelle sowie Wirkungsgrade der Riemenscheibengetriebeanwendung (RSG).

	Hannover - München	Lissabon - Madrid	Neu-Delhi - Kanpur	Wirkungsgrad
R-134a				
RSG aktiv:	0,654	0,654	0,464	0,96
RSG inaktiv:	1,471	1,471	0,654	1,00
R-744				
RSG aktiv:	0,654	0,654	0,540	0,96
RSG inaktiv:	1,471	1,471	0,654	1,00

Aufgrund der vergleichbaren diskreten Leistungsregelung von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung wird die Betriebsstrategie des Riemenscheibengetriebes analog zur Betriebsstrategie der Sauggasabriegelung implementiert, s. Abbildung 4.3. Die Temperaturschaltwerte und Mindestlaufzeiten bleiben, wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben, erhalten. Allein abweichend zur Regelung der Sauggasabriegelung ist die invertierte Stellgröße. Wurde zuvor die Sauggasabriegelung bei  $\vartheta_{\text{Soll}}+(\Delta T=0,5 \text{ K})$  deaktiviert, wird nun an dieser Schaltschwelle das Riemenscheibengetriebe aktiviert und entsprechend an der unteren Schaltschwelle deaktiviert.

#### 4.2.4. Kombination Drehzahlregelung mit Schaltgetriebe und Sauggasabriegelung

Die Leistungsregelung bzw. Förderleistungsadaption des Kältemittelverdichters mit Hilfe eines CVTs ist gegenüber den diskontinuierlichen Methoden mit Sauggasabriegelung oder Schaltgetriebe durch die gezielte und kontinuierliche Drehzahlanpassung sehr effizient. Die technische Realisierung wurde bereits in der Omnibusanwendung mit der Bezeichnung Variocomp getestet und im Realbetrieb eingesetzt, s. Krieg [1989], Linnig Antriebstechnik GmbH [1993], Bühler [2000]. Allerdings wurde der Einsatz des Variocomps aufgrund des hohen konstruktiven Aufwands sowie dem zusätzlich benötigten Bauraum wieder verworfen. Demgegenüber steht die Sauggasabriegelung, welche teils im Serieneinsatz anzufinden ist und das für die Omnibusanwendung neuartige Riemenscheibengetriebe, welches platzsparend in die Riemenscheibe des Kältemittelverdichters integriert werden kann.

Die mögliche Synthese aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe kann die Förderleistungsvariabilität potenziell gegenüber der separaten Anwendung von Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe hinaus verbessern. Auf Grundlage dieses Ansatzes soll mit den nachfolgenden Spezifikationen die neuartige Kombination aus Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe untersucht werden.

Die im vorangegangenen Abschnitt bestimmten Übersetzungsstufen von Riemenantrieb und Riemenscheibengetriebe aus Tabelle 4.2, insbesondere die Übersetzungsstufe ins Langsame für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München sowie Lissabon-Madrid, wurden unabhängig von einer Synthese mit der Zylinderabschaltung gewählt. Aus diesem Grund wird mit der dort gewählten Übersetzung ins Langsame die Förderleistung bereits weit abgesenkt. Damit ein Oszillieren der Überhitzungsregelung bei sehr kurzen Schaltzyklen aufgrund eines häufigen Taktbetriebes des Riemenscheibengetriebes sowie der Sauggasabriegelung vermieden werden kann, wird für die beabsichtigte Synthese die Übersetzungsstufe ins Langsame angepasst. Dazu sollen an dieser Stelle keine zusätzlichen Berechnungen für mögliche optimale Übersetzungen erfolgen. Die hier gewählte Übersetzung ins Langsame lehnt sich aus diesem Grund an die bereits in einer Voruntersuchung bestimmte Übersetzungsstufe an, s. Kaiser u. a. [2013]. Die in Abschnitt 4.2.3 für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur gewählte Übersetzungsstufe ins Schnelle bleibt dagegen unverändert.

**Tabelle 4.3.:** Übersetzungsstufen der Riemenscheibengetriebeanwendung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Verdichterwelle für Synthese mit der Sauggasabriegelung.

	Hannover - München	Lissabon - Madrid	Neu-Delhi - Kanpur
<hr/>			
R-134a			
RSG aktiv:	0,654	0,654	0,464
RSG inaktiv:	1,0	1,0	0,654
<hr/>			
R-744			
RSG aktiv:	0,654	0,654	0,540
RSG inaktiv:	1,0	1,0	0,654
<hr/>			

Die gewählten Übersetzungsstufen sind für die nachfolgenden Untersuchungen in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Die Modellintegration sowie die Betriebsstrategien von Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe bleiben dabei, wie in Abschnitt 4.2.1 und Abschnitt 4.2.3 beschrieben, unverändert. Für die an dieser Stelle betrachtete Synthese wird ausschließlich eine Priorisierung zwischen den Betriebsstrategien beider Verfahren integriert. Die Priorisierung bestimmt hierbei, dass das Riemenscheibengetriebe als erstes Verfahren vor der Sauggasabriegelung zum Einsatz kommt. Anschließend kann nach einer Haltezeit von  $t=60$  s und aktivem Riemenscheibengetriebe die Sauggasabriegelung betätigt werden.

### 4.3. Berechnungsergebnisse

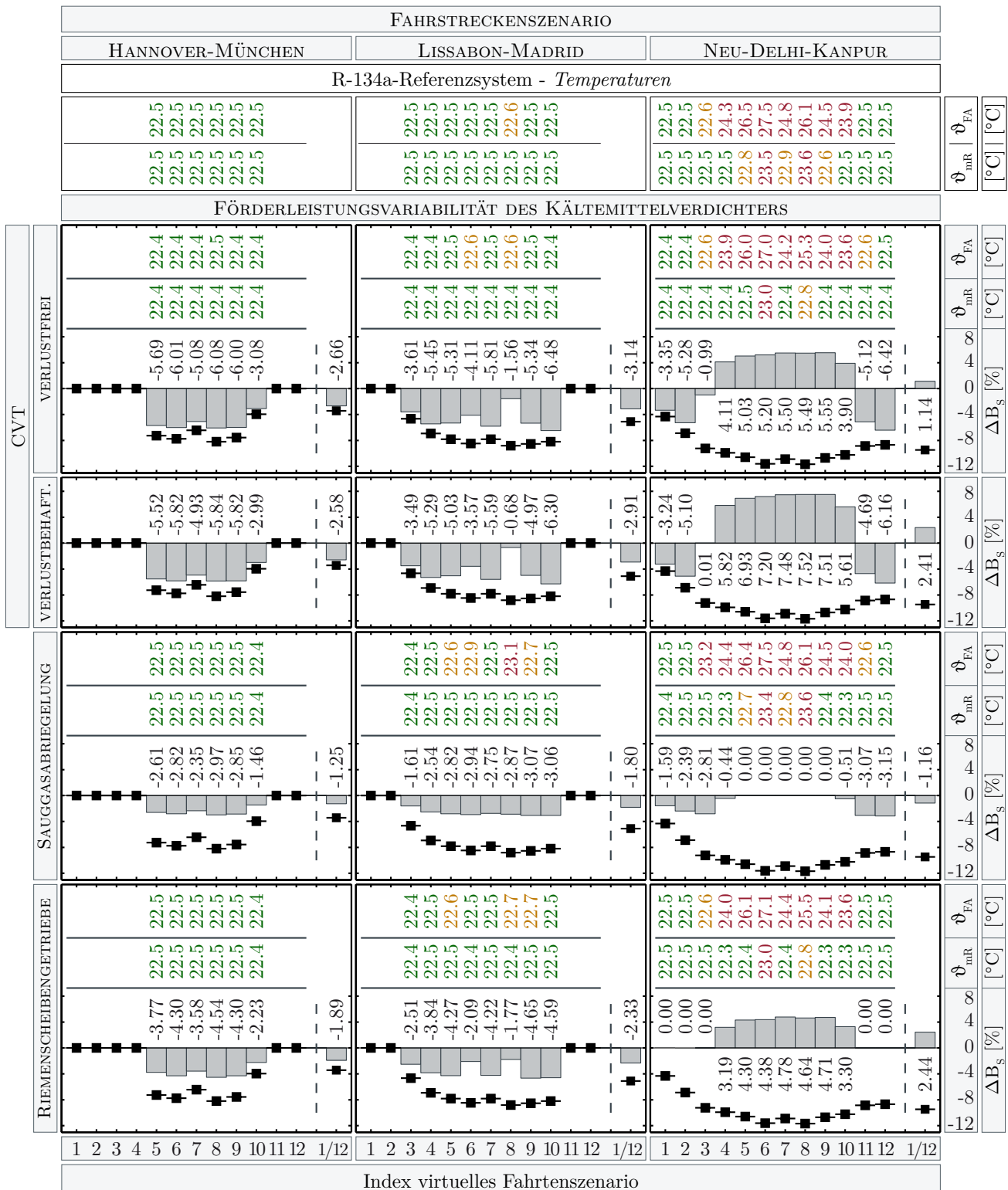
Nachstehend werden die Berechnungsergebnisse der Sauggasabriegelung, der Verdichterdrehzahladaption mit CVT und Riemenscheibengetriebe sowie die neuartige Kombination von Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe vorgestellt. Hierzu sind in den Abbildungen 4.7 und 4.8 die mittlere Innenraumtemperatur des Fahrgastbereiches  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  bezogen auf den Kraftstoffverbrauch  $B_S$  der Referenzsysteme aus Kapitel 3.1 für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München, Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur dargestellt.

Daneben zeigt Abbildung 4.9 die Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  für das Fahrstreckenszenario Hannover-München sowie die Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur auf Basis der alternativen Kältemittel R-1234yf und R-445A. In Abbildung 4.10 werden abschließend die Berechnungsergebnisse aus der neuartigen Kombination aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe vorgestellt.

Weiterhin ist in den Darstellungen zum Kraftstoffverbrauch zusätzlich das theoretische Grenzpotenzial der möglichen Kraftstoffeinsparungen durch den Betrieb des Klimakältekreislaufes eingetragen (schwarze Kästchen). Für die Berechnung dieses theoretischen Grenzpotenzials wurde der Kältemittelverdichter in der Gesamtfahrzeugsimulation von der Verbrennungskraftmaschine getrennt. Ebenso wurden die Verflüssiger- bzw. Gaskühlergebläsemotoren vom elektrischen Bordnetz entkoppelt. Auf Grundlage dieser Annahmen und der daraus resultierenden Lastpunktverschiebung der Verbrennungskraftmaschine wurden weitere Vergleichssimulationen durchgeführt. Die aus diesen Vergleichssimulationen resultierenden Änderungen des Kraftstoffverbrauchs wurden anschließend in Relation zu den Kraftstoffverbrauchsberechnungen der Referenzsysteme aus Tabelle 3.2 und Tabelle 3.3 gebracht und markieren (schwarze Kästchen) in den Abbildungen 4.7, 4.8, und Abbildung 4.10 das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen. In den Simulationen zur Bestimmung des theoretischen Grenzpotenzials wurden für die Vergleichbarkeit und Berücksichtigung sekundärer Effekte sowohl der Kältemittelverdichter als auch die Gebläse und Lüfter mit der gleichen Drehzahldynamik wie in den Referenzsimulationen betrieben.

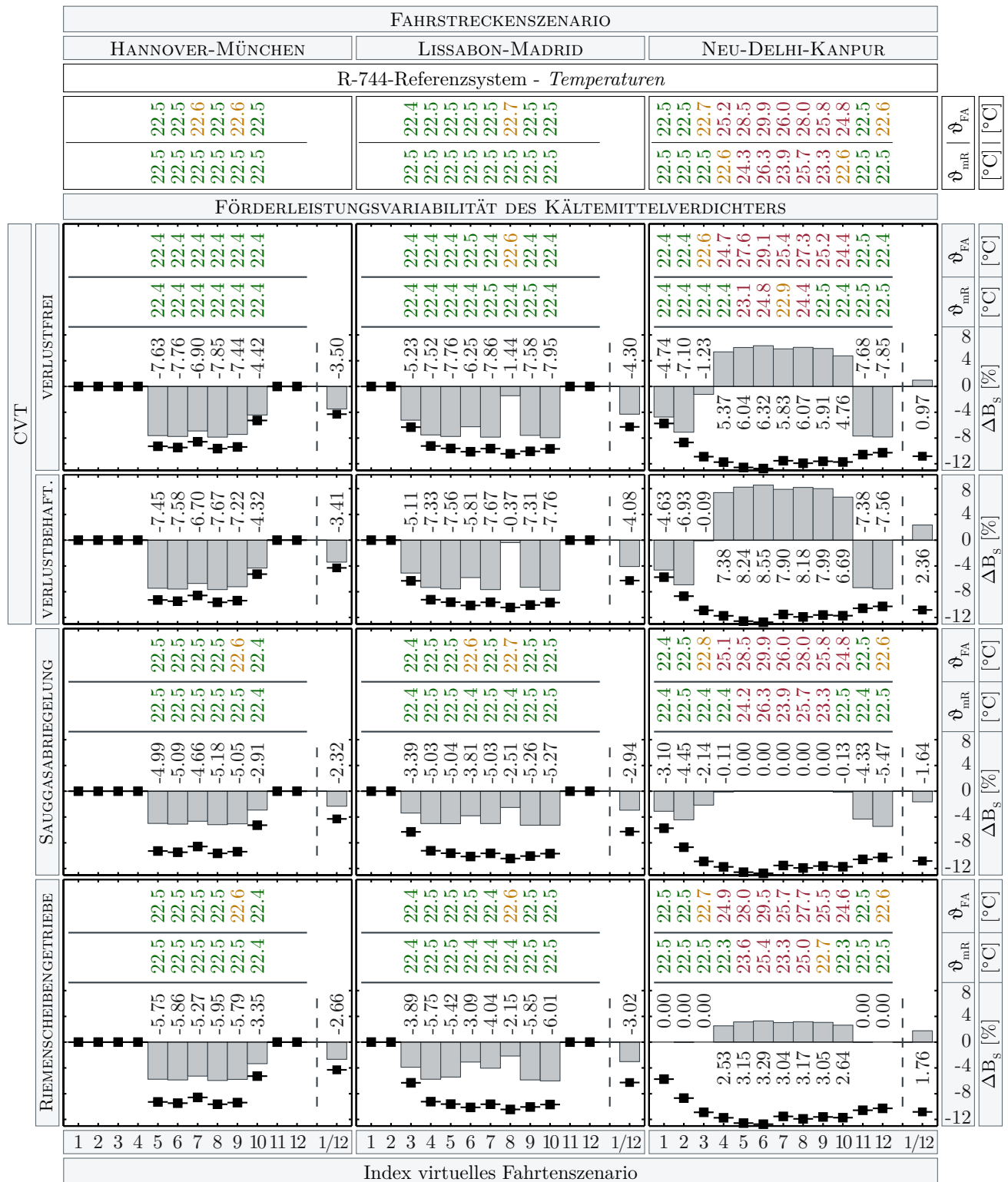
Die Berechnungsergebnisse in Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 zeigen im europäischen Einsatzraum für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid durchgängig eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. In den untersuchten Fahrstreckenszenarien der Fahrstreckenszenarien Hannover-München sowie Lissabon-Madrid übersteigt die produzierte Klimakälte der Referenzsysteme den tatsächlichen Kühlbedarf aufgrund der bereits einleitend erwähnten Auslegung und Betriebs des Klimakältekreislaufes. Folglich wird mit der Sauggasabriegelung, der Drehzahlregelung mit CVT und dem Riemenscheibengetriebe die Förderleistung des Kältemittelverdichters reduziert. Die Klimakälteproduktion wird damit näher an den tatsächlichen Kühlbedarf angepasst und resultierend der Kraftstoffverbrauch gesenkt. Demgegenüber steht das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur indem, aufgrund der extremen Umgebungsbedingungen, die Leistungsgrenze der Klimakältekreisläufe erreicht wird, s. Kapitel 3.1. Folglich besteht in den Fahrstreckenszenarien 5-9 ein durchgängiges Klimakältedefizit, wodurch die Sauggasabriegelung vollständig inaktiv verbleibt. Daneben versucht die CVT-Regelung durch Anhebung der Drehzahl des Kältemittelverdichters die Klimatisierungsleistung in den Fahrstreckenszenarien 4-10 zu steigern. Im Vergleich der mittleren Innenraumtemperaturen  $\vartheta_{mR}$  und Fahrerarbeitsplatz-Temperaturen  $\vartheta_{FA}$  zu den Referenzsystemen zeigt sich, dass die Leistung des R-134a- und R-744-Klimakältekreislaufes durch die Anhebung der Verdichterdrehzahl nur gering verbessert werden kann. Zudem verschlechtert sich die Kreislaufeffizienz durch die überproportionale

### 4.3. BERECHNUNGSERGEBNISSE



**Abbildung 4.7.:** Berechnungsergebnisse der CVT-Drehzahlregelung (verlustfrei und verlustbehaftet) sowie des Einsatzes von Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe für den R-134a-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  sowie die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ . In der letzten Spalte der jeweiligen Diagramme ist das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.





Zunahme der Verdichterwellenleistung im Vergleich zur Verdampferleistung erheblich, so dass ebenso der Kraftstoffverbrauch signifikant zunimmt.

Der Anstieg des Kraftstoffverbrauchs durch die Drehzahlanhebung des Kältemittelverdichters mit dem CVT zeigt sich auch im Fahrtenzenario 8 des Fahrstreckenszenarios Lissabon-Madrid. Im Vergleich zu den Referenzsystemen wird in diesem Fahrtenzenario mit dem CVT-Einsatz der Kraftstoffverbrauch gesenkt, wobei die Kraftstoffverbrauchsreduzierung mit dem CVT-Einsatz geringer ausfällt als mit der Sauggasabriegelung oder dem Riemenscheibengetriebe. Ursache dafür ist, dass im ersten Abschnitt des Fahrtenzenarios 8 des Fahrstreckenszenarios Lissabon-Madrid die Klimakälteproduktion ausreicht bzw. den tatsächlichen Klimakältebedarf übersteigt. Infolge wird durch die CVT-Regelung die Verdichterdrehzahl verringert und resultierend der Kraftstoffverbrauch gesenkt. Im weiteren Verlauf des Fahrtenzenarios 8 übersteigt der Klimakältebedarf im Bereich des Fahrerarbeitsplatzes (s.  $\vartheta_{FA}$  in Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8) die produzierte Klimakälte der Frontbox. Infolgedessen versucht die CVT-Regelung durch Anhebung der Verdichterdrehzahl das Klimakältedefizit auszugleichen. Hierdurch wird die Klimakälte in der Frontbox sehr marginal gesteigert, dabei allerdings der Kraftstoffverbrauch erheblich erhöht. Die Sauggasabriegelung und das Riemenscheibengetriebe verbleiben in diesem Zusammenhang inaktiv, wodurch die hiermit im ersten Abschnitt des Fahrtenzenarios 8 erzielten Kraftstoffverbrauchsreduzierungen erhalten bleiben.

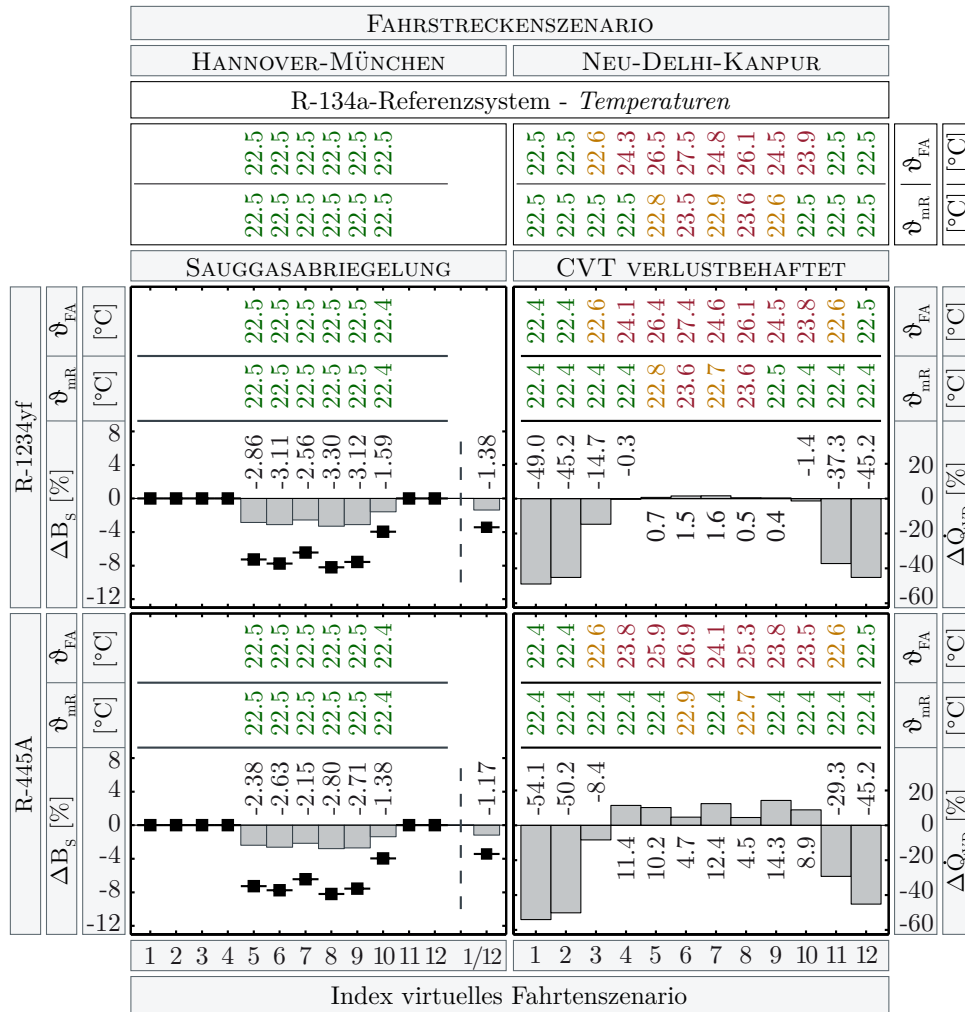
Im Zusammenhang mit den alternativen Kältemitteln und dem Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur zeigt Abbildung 4.9, dass für R-445A die Verdampferleistung durch die Drehzahlerhöhung mit dem CVT verbessert wird. Im Vergleich dazu führt die Drehzahlanhebung bei R-1234yf zu nur unwesentlichen Änderungen der Verdampferleistung. Daneben zeigt Abbildung 4.9, dass die berechneten Kraftstoffeinsparungen mit der Sauggasabriegelung für R-1234yf höher ausfallen als bei R-445A, bedingt durch den höheren Verflüssigungsdruck von R-445A, s. Kapitel 3.2.

Der Vergleich von Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe in Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 verdeutlicht, dass mit dem Einsatz des Riemenscheibengetriebes die Förderleistungsregelung effizienter realisiert wird. Beispielsweise wird in den Fahrstreckenszenarien Hannover-München sowie Lissabon-Madrid neben der Förderleistungsadaption aufgrund der Drehzahlabsenkung mit dem Riemenscheibengetriebe gleichzeitig die drehzahlabhängige Reibleistung im Verdichter verringert. Resultierend sinkt dadurch die Verdichterwellenleistung und der Kraftstoffverbrauch stärker als bei der Sauggasabriegelung.

Die Berechnungsergebnisse der neuartigen Kombination aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe zeigt Abbildung 4.10. Die dargestellten Kraftstoffeinsparungen weisen dabei im Vergleich zu den zuvor separaten Untersuchungen der Sauggasabriegelung und dem Riemenscheibengetriebe weitere deutliche Verbesserungen auf. Zudem zeigt die Kombination aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe eine gute Annäherung zu den berechneten Kraftstoffeinsparungen mit dem CVT (verlustbehaftet). Gegenüber dem theoretisch-technischen Grenzpotenzial der Förderleistungsadaption mit Hilfe der Drehzahlregelung durch das ideale verlustfreie CVT wird mit der Kombination aus Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe im R-134a-Anlagensystem dieses theoretisch-technische Grenzpotenzial um durchschnittlich 78-81% und im R-744-Anlagensystem um durchschnittlich 88-90% ausgeschöpft.

Die Übersetzung mit dem Riemenscheibengetriebe ins Schnelle im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur führt zu lediglich geringer Erhöhung der Verdampferleistung und zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch. Schlussfolgernd zeigt dieses Verhalten sowie die Drehzahlerhöhung mit dem CVT, dass allein durch die erhöhte Förderleistung die Kühlleistung der bewerteten Klimakältesysteme nicht entscheidend verbessert werden kann. Im Allgemeinen werden daher für diese extremen Einsatzbedingungen größer dimensionierte Systeme eingesetzt. Neben der größeren Verdampferleistung werden durch

diese größer dimensionierten Systeme jedoch auch unvermeidbar der Kraftstoffverbrauch erhöht. Demgegenüber könnten ebenso effizientere Gestaltungsmöglichkeiten der Klimatisierungssysteme die Kühlleistung verbessern ohne den Kraftstoffverbrauch wesentlich zu erhöhen. Aus diesem Grund werden in den hier nachfolgenden Kapiteln einige Gestaltungsmöglichkeiten zur Verbesserung und zur effizienteren Nutzung der Verdampferleistung untersucht.



**Abbildung 4.9.:** Berechnungsergebnisse mit Einsatz der Sauggasabriegelung und der CVT-Drehzahlregelung für R-1234yf- und R-445A-Klimakältekreislauf: Dargestellt sind die relativen Änderungen des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  und der Verdampferleistung  $\Delta Q_{VD}$  in Bezug auf das R-134a-Referenzsystem sowie die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ . Daneben ist in der letzten Spalte der jeweiligen Kraftstoffverbrauchs-Diagramme das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.



**Abbildung 4.10.:** Berechnungsergebnisse aus der Synthese von Sauggasabriegelung und Riemenschleibengetriebe für den R-134a- und den R-744-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_s$  sowie die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ . In der letzten Spalte der jeweiligen Diagramme ist das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.

Ergänzend zu den hier dargestellten Ergebnissen sind in Tabelle I.2 bis Tabelle I.13 unter Anhang I.1 alle Berechnungsergebnisse der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters für R-134a, R-744, R-1234yf und R-445A auf Basis der in Tabelle 3.1 angegebenen Bewertungsgrößen zusammengefasst.

## 5. Raumluftgüteorientierte Umlufrate

Das Potenzial der Umluftnutzung zeigt Großmann [2013] exemplarisch am Beispiel der Pkw Klimatisierung und berechnet, dass im Vergleich zum Frischluftbetrieb die notwendige Verdampferleistung mit Hilfe einer angepassten Umlufrate um die Hälfte reduziert werden kann. Daneben wird von Kemle u. a. [2007], Rauchfuß u. Hindorf [2008] und Köhler [2011] zusätzlich die Synthese von Umlufraten- und Verdichterregelung als Betriebsstrategie mit dem größten zu erwartenden Energieeinsparpotenzial im Zusammenhang mit dem Klimatisierungssystem betrachtet. Vor diesem Hintergrund wird in diesem Kapitel der Frage nach der effizienten Nutzung der Verdampferleistung auf Basis einer raumluftgüteorientierten Umlufratenregelung nachgegangen. Dazu werden nachfolgend verschiedene Strategien zur Umlufratenregelung dargestellt und die hier untersuchte Betriebsstrategie beschrieben. Abschließend werden die Berechnungsergebnisse der raumluftgüteorientierten Umlufratenregelung vorgestellt.

### 5.1. Strategien zur Umlufratenregelung

Strategien zur Regelung der Umlufrate werden unter anderem von Käfer [1998], Kühnel u. Kettner [2000] und Sauer u. a. [2007] vorgestellt. Käfer [1998] verwendet zur Umlufratenregelung Temperatur- und Luftfeuchte-Sensorik im Fahrzeuginnenraum, um, ohne dabei Scheibenbeschlag zu verursachen, eine maximal mögliche Umlufrate zu bestimmen. Kühnel u. Kettner [2000] berechnen sowohl die spezifische Enthalpie der Frisch- als auch der Umluft auf Basis von Temperatur- und Luftfeuchtemessung. Auf Grundlage dieser Messungen und Berechnungen wird resultierend der Luftstrom (Frisch- oder Mischluft) mit der geringsten spezifischen Enthalpie bestimmt und durch den Verdampfer geführt. Eine vergleichbare Strategie wird bei Forrest u. Bhatti [2002] und Kakade [2015] beschrieben. Als wesentliche Größe dient hierbei eine virtuelle Verdampferleistung, welche aus der Berechnung des Frischluft-, Umluft- und des Soll-Austrittsluftzustandes durch Temperaturmessung bestimmt wird. Auf Basis dieser virtuellen Verdampferleistungsberechnung wird anschließend entschieden, welcher Luftstrom (Frisch- oder Mischluft) durch den Verdampfer geführt wird.

Heckenberger u. a. [2002], Sauer u. a. [2007], Satzger u. a. [2009] und Khayyam u. a. [2011] sowie Grady u. a. [2013] verfolgen die Umluftregelung geführt von der Innenraumlufthygiene und setzen hierzu auf CO<sub>2</sub>-Sensorik (s. Schmidt [2011]). Die gemessene CO<sub>2</sub>-Konzentration im Innenraum dient dabei als Vergleichswert für die geforderte Lufthygiene auf dessen Grundlage die Frischluftmenge in der Zuluft bedarfsorientiert bestimmt wird. Trapp u. a. [2008] erweitert diese Umluftregelungsstrategie mit der Überwachung des Scheibenbeschlags, so dass neben der Lufthygiene auch dem zu berücksichtigen Sicherheitsaspekt nachgekommen werden kann.

Im Bereich der Busklimatisierung wird die Umlufrate auf Basis der Umgebungslufttemperatur bestimmt, s. Bühler [1979], Shin u. a. [1998] und Bader [2003, 2015]. Dabei wird die Umlufrate mit steigender Umgebungslufttemperatur unabhängig von der Innenraumluftqualität erhöht. Nach VDV Schrift 236 [2015] soll die Umlufratenbestimmung in der Omnibusklimatisierung auf Basis der Raumluftgüte entsprechend der CO<sub>2</sub>-Konzentration im Fahrzeuginnenraum umgestellt werden. Im Zusammenhang mit dieser Umstellung sollen die nachfolgenden Untersuchungen einen zusätzlichen Beitrag leisten.

## 5.2. Spezifikation der zu untersuchenden raumluftgüteorientierten Umluftratenregelung

Für die Bestimmung der im Innenraum vorherrschenden CO<sub>2</sub>-Konzentration wird im Businnenraummodell aus Kapitel 2.4 die CO<sub>2</sub>-Bilanz in Abhängigkeit von Personenzahl sowie von Zu- und Abluft berechnet. Für diese Bilanzierung werden folgende Annahmen getroffen: In der Literatur variieren die Werte für die CO<sub>2</sub>-Abgabe des Menschen im ruhigen Zustand und für leichte sitzende Tätigkeiten im Bereich von 12 – 20 l/h. Die dafür zugrunde liegenden Angaben von Temming [1985], Witthauer u. a. [1993], Rietschel [1994], ASHRAE Standard 62 [1999], VDI 4300 [2001] sowie Recknagel u. Sprenger [2011] werden für die hier geführten Untersuchungen arithmetisch gemittelt, woraus eine CO<sub>2</sub>-Abgabe des Menschen von 17 l/h resultiert. Der CO<sub>2</sub>-Wert in der Umgebungsluft wird daneben nach der von Dlugokencky u. Tans [2017] publizierten globalen mittleren CO<sub>2</sub>-Konzentration von 404 ppm angenommen. Dabei bleiben ortsbedingte Konzentrationsunterschiede, beispielsweise aufgrund lokal veränderlicher Straßenverkehrsdichten, durch die unzureichende Bestimmbarkeit und Datengrundlage unberücksichtigt.

Neben der CO<sub>2</sub>-Bilanzierung muss für die raumluftgüteorientierte Umluftratenregelung der zulässige CO<sub>2</sub>-Grenzwert in der Innenraumluft definiert werden. Hierzu geben beispielsweise die VDI 6032 [2004] oder die MAK- und BAT-Werte-Liste [2016] einen Grenzwert für die CO<sub>2</sub>-Konzentration von 5000 ppm an. Kurzzeitig ist bei dieser Konzentration keine unmittelbare physiologische Beeinträchtigung zu erwarten, allerdings ist nach ECA [1992] der Anteil unzufriedener Personen bei dieser Raumluftqualität um bis zu 65% erheblich, s. Boos u. a. [2011]. Entsprechend den gesundheitlichen Anforderungen für einen längeren Aufenthalt in Innenräumen, muss nach DIN 1946-2 [1994] jedoch ein Grenzwert von 1500 ppm eingehalten werden. Im Vergleich zum vorherigen Grenzwert wird der Anteil unzufriedener Personen damit auf ungefähr 35% reduziert. Entsprechend der Klassifizierung der Raumluftqualität nach DIN EN 13779 [2007] liegt der Wert von 1500 ppm in der niedrigsten Qualitätskategorie IDA 4. In der höchsten Qualitätskategorie IDA 1 wird ein Grenzwert der CO<sub>2</sub>-Konzentration von  $\leq 800$  ppm definiert. Hierbei liegt der Anteil unzufriedener Personen nach ECA [1992] um ca. 23%. Dieser Wert erscheint zunächst hoch, hierbei ist aber zu berücksichtigen, dass nach ECA [1992] für Frischluft mit einer CO<sub>2</sub>-Konzentration von 404 ppm die Anzahl unzufriedener Personen noch ungefähr 15% beträgt.

Für die Untersuchung der raumluftgüteorientierten Regelung der Umluftrate besteht ein bedingter Zielkonflikt. Zum einen soll ein möglichst hoher und energetisch günstiger Umluftanteil eingestellt werden und zum anderen ist eine hohe Raumluftqualität erwünscht. Aus diesem Grund wird die nachfolgende Umluftregelung für zwei Qualitätskategorien untersucht. In Hinblick auf einen möglichst hohen Umluftmassenstrom und einer noch ausreichenden Innenraumluftqualität wird auf der einen Seite die Erhöhung der CO<sub>2</sub>-Konzentration gegenüber der Frischluft entsprechend IDA 3 zu 1000 ppm gewählt. Auf der anderen Seite wird für eine hohe Innenraumluftqualität die Erhöhung der CO<sub>2</sub>-Konzentration zur Frischluft entsprechend IDA 1 zu 400 ppm gewählt.

Im Referenzsystem (vgl. Kapitel 2.6) ist ausschließlich für die Aufdachanlage eine automatisierte Umluftratensteuerung vorgesehen. Die Umluftklappe der Frontbox kann in Anlehnung an das Realsystem nur manuell in den Umluftbetrieb geschaltet werden. Für die hier zu untersuchende Umluftratenregelung wird die Umluftklappe der Aufdachanlage sowie die Umluftklappe der Frontbox automatisiert geregelt. Damit das mögliche Potenzial der raumluftgüteorientierten Umluftregelung ausgeschöpft werden kann, wird an dieser Stelle die bereits einleitend erwähnte Synthese aus Umluft- und Verdichterregelung betrachtet. In diesem Zusammenhang wird das aus dem vorangegangenen

Kapitel 4 bekannte verlustbehaftete CVT zur Adaption der Verdichterdrehzahl herangezogen.

Die Umluftratenregelung bzw. die Regelung der  $\text{CO}_2$ -Innenraumkonzentration (Regelgröße) wird mit einem herkömmlichen PI-Regler vorgenommen. Dabei wird die Luftklappenposition (Stellgröße) in Abhängigkeit der in Tabelle 5.1 angegebenen Erhöhung der  $\text{CO}_2$ -Konzentration im Innenraum gegenüber der Außenluft (Führungsgröße) eingestellt.

**Tabelle 5.1.:** *Parameter der raumluftgüteorientierten Umluftratenregelung.*

Szenario	$\text{CO}_2$ -Abgabe Mensch	$\text{CO}_2$ -Konzentration Umgebungsluft	Erhöhung $\text{CO}_2$ -Konzentration gegenüber Umgebungsluft	Verdichter- regelung
IDA 1:	$17 \text{ l/h}$	404 ppm	400 ppm	$\text{CVT}_B$
IDA 3:	$17 \text{ l/h}$	404 ppm	1000 ppm	$\text{CVT}_B$

### 5.3. Berechnungsergebnisse

Nachstehend werden die Berechnungsergebnisse der gerade beschriebenen raumluftgüteorientierten Umluftratenregelung vorgestellt. Hierzu sind in den Abbildungen 5.1 und 5.2 die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  bezogen auf den Kraftstoffverbrauch  $B_S$  der Referenzsysteme aus Kapitel 3.1 für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München, Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur dargestellt. Daneben zeigt Abbildung 5.3 die Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur auf Basis der alternativen Kältemittel R-1234yf und R-445A. Weiterhin ist in den Darstellungen zum Kraftstoffverbrauch zusätzlich das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen durch den Betrieb des Klimakältekreislaufes eingetragen (schwarze Kästchen). Die Berechnung dieses Grenzpotenzials wurde bereits in Kapitel 4.3 beschrieben.

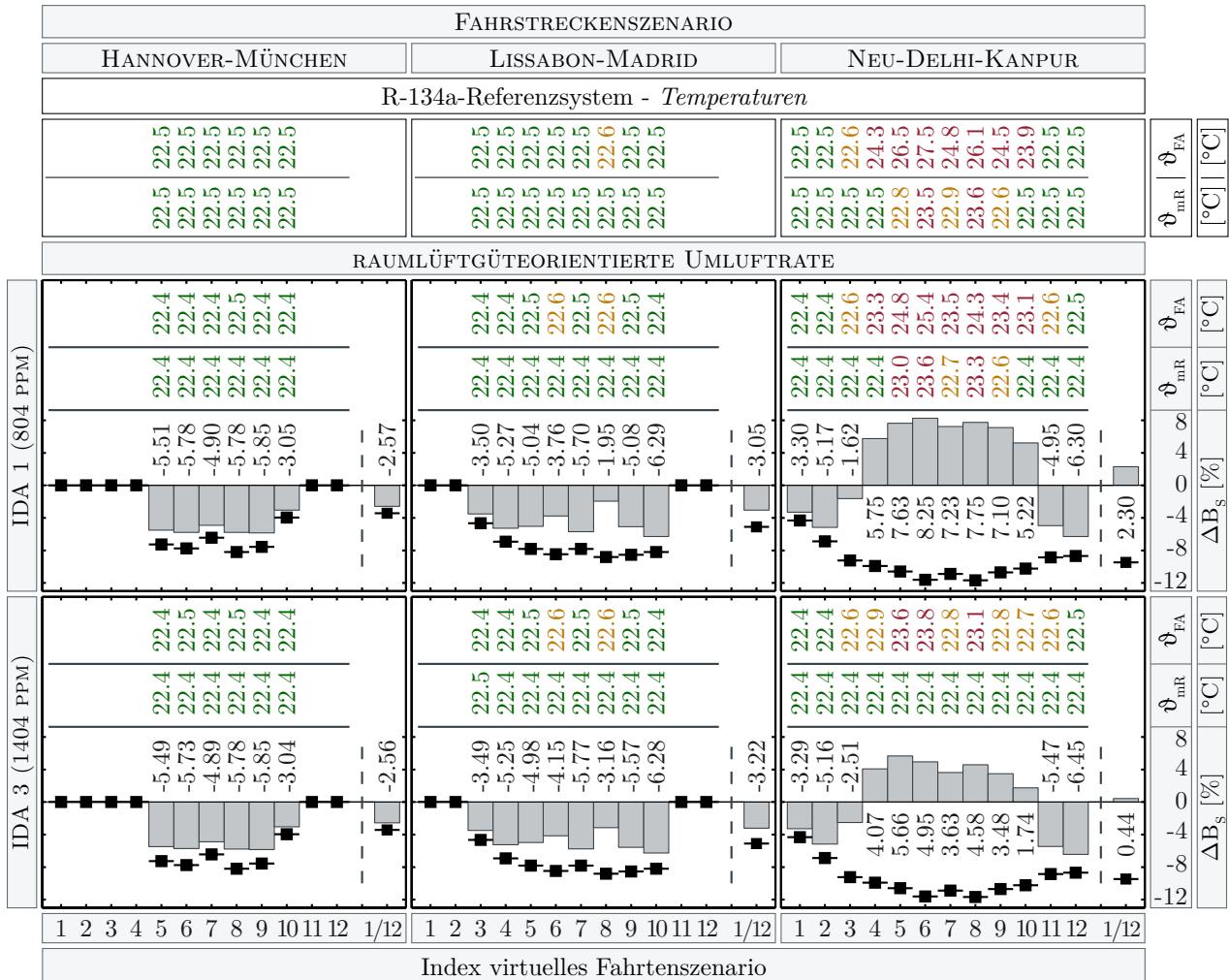
Unter der Prämisse einer geringeren Innenraumlufttemperatur gegenüber der Frischluft- bzw. Umgebungslufttemperatur zeigen die Ergebnisse in Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2, dass aus einem erhöhten Umluftanteil in der Verdampferzuluft ein potenziell energetischer Vorteil resultiert. Auffallend ausgeprägt ist dieser Vorteil im Vergleich zu den Ergebnissen des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur und den Fahrtenzenarien 3 bis 10 aus Kapitel 4.3 in Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8. Der Vergleich der mittleren Innenraumlufttemperatur  $\vartheta_{mR}$  und insbesondere die des Fahrerarbeitsplatzes  $\vartheta_{FA}$  verdeutlicht den Vorteil des Mischlufttriebs, welcher zusätzlich durch den hier eingeführten Mischluftbetrieb der Frontbox begünstigt wird. Der Mischluftbetrieb der Frontbox führt im Vergleich zum reinen Frischluftbetrieb des Referenzsystems zu wesentlich besseren Lufttemperaturen des Fahrerarbeitsplatzes. Dabei reduziert sich beispielsweise im Fahrtenzenario 6 des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur die Frontbox-Verdampferzulufttemperatur im Durchschnitt um  $\Delta T = 11 \text{ K}$ , wodurch wechselwirkend die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  um durchschnittlich  $\Delta T = 4 \text{ K}$  gesenkt wird.

Die Berechnungsergebnisse in Abbildung 5.3 zeigen im Vergleich der mittleren Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und der Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie der Änderung der Verdampferleistungen  $\Delta \dot{Q}_{VD}$ , dass die Kombination von Mischluftbetrieb und Förderleistungsadaption mit CVT für R-445A überwiegend besser ausfallen als für R-1234yf. Der Vergleich zu den Innenraumtemperaturen des R-134a-Referenzsystems zeigt auch hier, dass die hier betrachtete raumluftgüteorientierte Umluftratenregelung maßgeblich zur Verbesserung der Innenraumlufttemperaturen beiträgt.

Der Nutzen des Umluftbetriebs wird ebenfalls im Fahrtenzenario 8 des Fahrstreckenszenarios

### 5.3. BERECHNUNGSERGEBNISSE

Lissabon-Madrid deutlich. Mit Hilfe der Adaption der Verdichterrehzahl mit dem verlustbehafteten CVT und ohne raumluftgüteorientierte Umlufratenbestimmung werden in diesem Fahrtszenario nur geringe Kraftstoffeinsparung erzielt, s. Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 in Kapitel 4.3. Im Vergleich dazu werden durch die Synthese aus verlustbehaftetem CVT und raumluftgüteorientierter Umlufratenbestimmung die zuvor geringen Kraftstoffeinsparungen erkennbar verbessert.



**Abbildung 5.1.:** Berechnungsergebnisse der raumluftgüteorientierten Umlufrate für den R-134a-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_s$  sowie die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ . In der letzten Spalte der jeweiligen Diagramme ist das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.

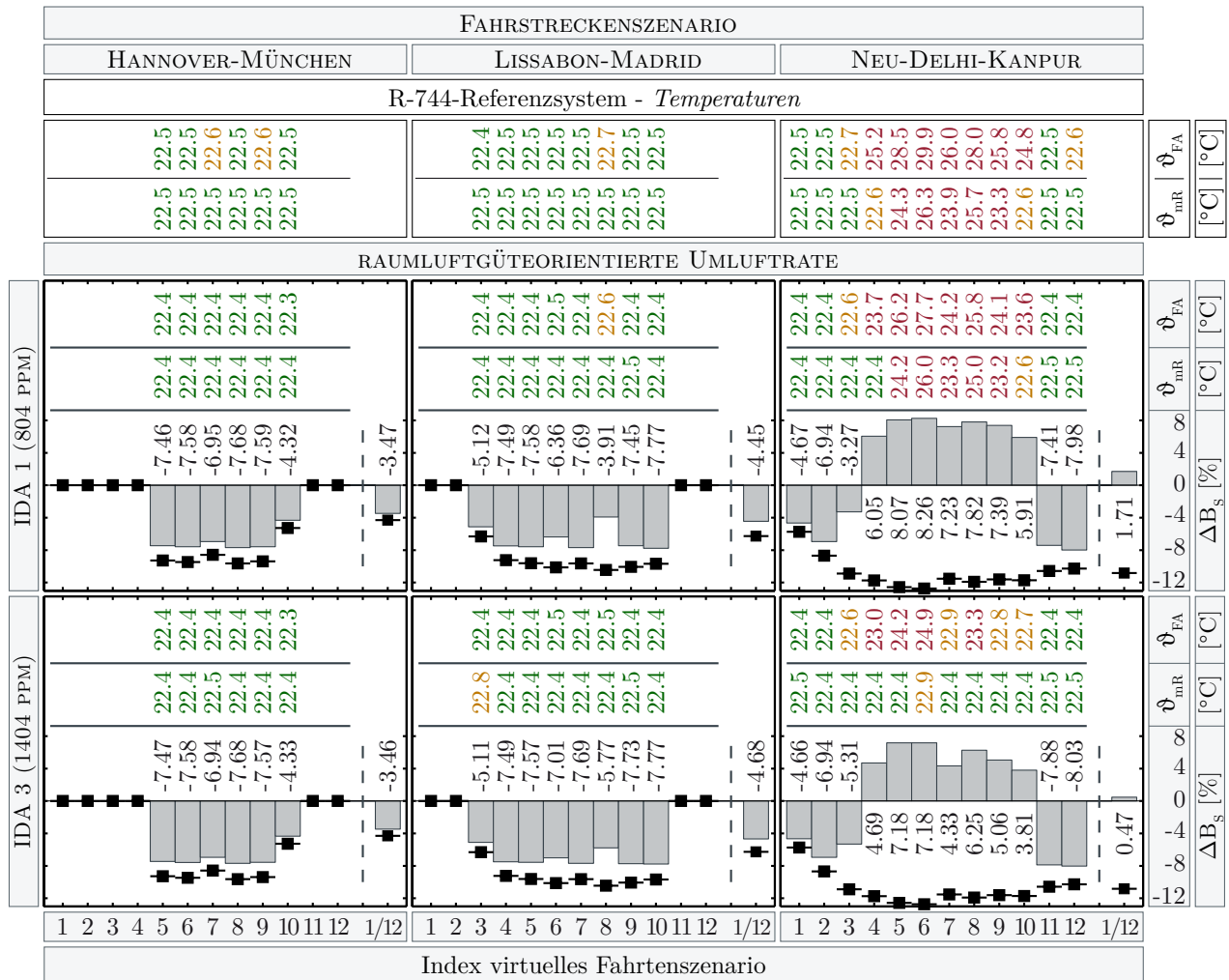
Auf Grundlage der Berechnungsergebnisse des Fahrstreckenszenarios Hannover-München konnten für dieses Einsatzszenario keine ersichtlichen Vorteile mit der betrachteten raumluftgüteorientierten Umlufratenbestimmung festgestellt werden. Hierdurch zeigt sich die oben genannte Prämisse, dass allein bei durchgängig unterhalb der Frischluft- bzw. Umgebungslufttemperatur liegender Soll-Innenraumlufttemperatur ein Nutzen aus dem Umlufteinsatz hervorgeht, bestätigt.

Abschließend zeigt der Vergleich zu den Referenzsystemen, dass mit der raumluftgüteorientierten Umlufrate und der Prämisse einer höheren Umgebungslufttemperatur zur Innenraumlufttemperatur erkennbare Vorteile bezüglich des Innenraumtemperaturkomforts sowie für den Kraftstoffverbrauch

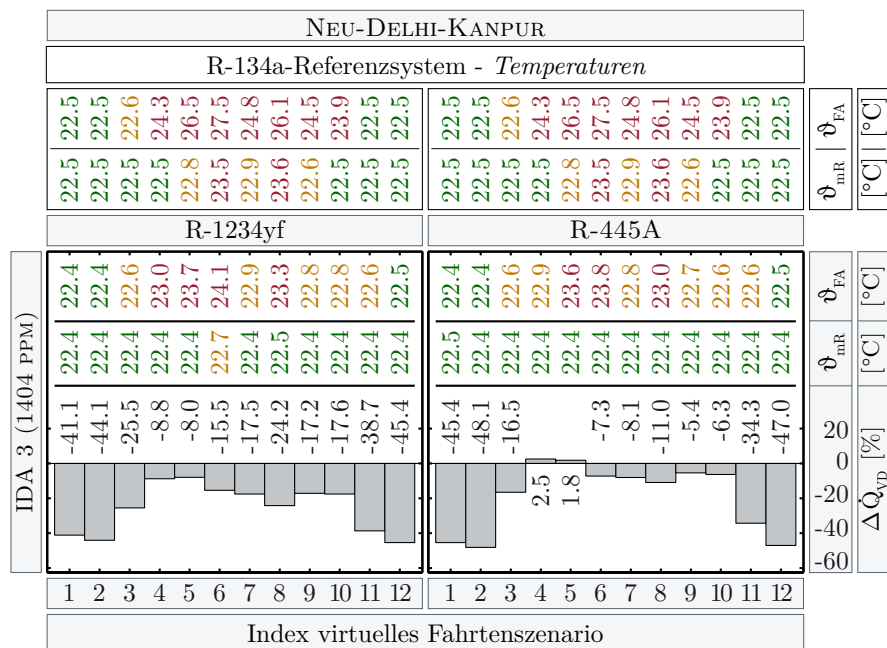


erzielt werden. Zur Wahrung des Innenraumlufthkomforts bezüglich der Lufthygiene und zulässiger CO<sub>2</sub>-Grenzkonzentrationen (s. VDI 6032 [2004], MAK- und BAT-Werte-Liste [2016]), insbesondere durch den hier eingeführten Mischluftbetrieb des gesamten Innenraumzuluftstroms (Frontbox und Aufdachanlage), ist die Umluftregelung auf Basis der CO<sub>2</sub>-Konzentration sehr gut geeignet.

Daneben wurde in den untersuchten Einsatzszenarien zusätzlich der Scheibenbeschlag im Omnibus-Innenraummodell berechnet und in keinem Untersuchungsszenario Scheibenbeschlag erkannt.



**Abbildung 5.2.:** Berechnungsergebnisse der raumlufthgüteorientierten Umluftrate für den R-744 Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_s$  sowie die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ . In der letzten Spalte der jeweiligen Diagramme ist das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.

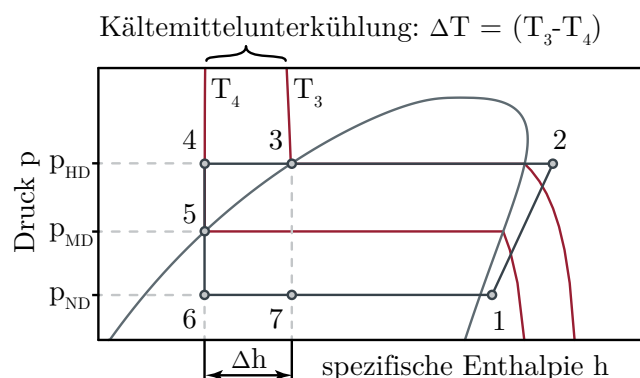


**Abbildung 5.3.:** Berechnungsergebnisse der raumluftgüteorientierten Umlufterate für den R-1234yf- und den R-445A-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta Q_{VD}$  in Bezug auf das R-134a-Referenzsystem sowie die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  und Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ .

Ergänzend zu den hier dargestellten Ergebnissen sind in Tabelle I.14 bis Tabelle I.25 unter Anhang I.2 alle Berechnungsergebnisse der raumluftgüteorientierten Umlufterate für R-134a, R-744, R-1234yf und R-445A auf Basis der in Tabelle 3.1 angegebenen Bewertungsgrößen zusammengefasst.

## 6. Energetisch günstige Kältemittelunterkühlung

In der Kältetechnik beschreibt der Begriff Unterkühlung die Temperatur- oder Enthalphiedifferenz, welche das hochdruckseitige vollständig verflüssigte Kältemittel ab der Siedelinie durch Wärmeabfuhr erfährt, s. Cube [1997a]. Wesentliche Vorteile der Prozessführung mit Unterkühlung sind: Gewährleistung einer blasenfreien Strömung zum Expansionsventil, Vergrößerung der Enthalpiedifferenz für den Verdampfungsprozess und Annäherung der isenthalpen an die isentrope Entspannung, s. Domanski [1995a], Pottker [2012], Park u. a. [2015]. Insofern ist die Signifikanz der Kältemittelunterkühlung für den effizienten Kältekreislaufbetrieb nicht unerheblich. Aufgrund dessen werden nachfolgend die Regelung der Unterkühlung mit einer zweistufigen Entspannung und der Einsatz einer Unterkühlungsstrecke auf Basis der vorhandenen Verflüssigergeometrie betrachtet. Weiterhin wird ein neuartiger konzeptioneller Ansatz einer Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur effektiven Verdampferleistungsverbesserung des Frontbox-Verdampfers untersucht. Die Betrachtungen der Kältemittelunterkühlungsansätze basieren dabei auf dem R-134a-Referenz-Klimakältekreislauf.



**Abbildung 6.1.:** *Kaltdampfprozess mit Unterkühlung im  $ph$ -Zustandsdiagramm. Zweistufige Entspannung mit Kältemittelabscheider auf Mitteldruckniveau  $p_{MD}$  zur Entkoppelung von Hochdruck  $p_{HD}$  und Niederdruck  $p_{ND}$ . Regelung der Unterkühlung mit erster Entspannungsstufe, Regelung der Überhitzung nach Verdampfer mit zweiter Entspannungsstufe.*

Beginnend werden nachfolgend allgemeine Ansätze zur Kältemittelunterkühlung dargestellt und die wesentlichen Lösungen für die Anwendung in der Fahrzeugklimatisierung beschrieben. Daraufaufgehend werden Kältemittelunterkühlungsansätze für die durchzuführenden Untersuchungen spezifiziert und abschließend die Berechnungsergebnisse dieser Ansätze vorgestellt.

### 6.1. Methoden zur Kältemittelunterkühlung

Eine mögliche Kategorisierung der Kältemittelunterkühlung in der Kaltdampfanwendung kann beispielsweise auf Grundlage der Wärmesenke erfolgen, vgl. Qureshi u. Zubair [2013]. Zu unterscheiden sind hierbei hauptsächlich interne und externe Wärmesenken. Die Kältemittelunterkühlung infolge einer internen Wärmesenke wird mit einem internen Wärmeübertrager (IWÜ) ausgeführt. Typischerweise wird der IWÜ im Hochdruck auf der Flüssigkeitsseite und im Niederdruck im Sauggas

installiert. Dadurch überträgt der IWÜ Wärme vom höheren Temperaturniveau hinter dem Verflüssiger zum niedrigeren Temperaturniveau nach dem Verdampfer. Aufgrund dieser Wärmeübertragung unterkühlt das Kältemittel hinter dem Verflüssiger, worauf das Kältemittel hinter dem Verdampfer überhitzt, s. Domanski u. a. [1994], Aprea u. a. [1999], Klein u. a. [2000]. Daneben kann der IWÜ beispielsweise auch als Zwischenwärmeübertrager zur Kältemittelunterkühlung und beispielsweise Zwischenkühlung einer zweistufigen Verdichtung verwendet werden, s. Lambers [2008], Möhlenkamp [2017]. In dieser Anwendung wird Wärme vom Hochdruck auf ein Zwischendruckniveau übertragen. Im Hochdruck unterkühlt das Kältemittel, wodurch das zuvor aus dem Hochdruck abgesaugte flüssige und auf Zwischendruckniveau entspannte Kältemittel verdampft. Im Anwendungsbereich der Fahrzeugklimatisierung wird der IWÜ gewöhnlich zur Unterkühlung mit gleichzeitiger Überhitzung zwischen Hoch- und Saugdruck eingesetzt. Untersuchungen zu diesem Einsatz werden zum Beispiel von Nelson u. Hrnjak [2002], Zhang u. a. [2002], Kurata u. a. [2007], Mathur [2009], Desai u. a. [2011] und Vaghela [2016] präsentiert.

Die Kältemittelunterkühlung mit externer Wärmesenke kann auf der einen Seite durch zusätzliche Sekundärsysteme oder auf der anderen Seite direkt durch die Umgebungsluft erfolgen. Mögliche Sekundärsysteme sind zum Beispiel thermoelektrische Wärmeübertrager (s. Winkler u. a. [2006], Achaichia [2006], Schönfeld u. a. [2008]), Sekundärfluidkreisläufe mit Wasser (s. Cube [1997a], ASHRAE [2008]) sowie Sekundärkältekreisläufe (s. Couvillion u. a. [1988], Thornton u. a. [1994]). Die Kältemittelunterkühlung mit direkter Umgebungsluft ist dabei die gängigste Methode im Anwendungsbereich der Fahrzeugklimatisierung. Das hierzu etablierte Konzept mit einem zwischen zwei Wärmeübertragern oder zwei Wärmeübertragerpassagen integrierten Kältemittelabscheider wird bei Beatenbough [1990] vorgestellt. Dabei separiert ein Abscheider das aus dem ersten Wärmeübertrager oder der ersten Wärmeübertragerpassage kommende Kältemittel in Gas- und Flüssigphase. Infolge strömt nur separiertes flüssiges Kältemittel in den zweiten Wärmeübertrager bzw. die zweite Wärmeübertragerpassage und wird unterkühlt, s. Yamanaka u. a. [1993, 1997], Wawzyniak u. a. [2013]. Ein alternatives Konzept zu der zuvor beschriebenen Integration eines Kältemittelabscheiders zwischen zwei Wärmeübertragern oder Wärmeübertragerpassagen wird von Pomme [1999] auf Basis einer zweistufigen Entspannung präsentiert. In diesem Konzept zur Kältemittelunterkühlung wird nach dem Verflüssiger das Kältemittel durch zwei Expansionsorgane mit dazwischenliegenden Kältemittelabscheider entspannt. Der Abscheider bewegt sich dabei auf der Siedelinie und auf einem Mitteldruckniveau s. Abbildung 6.1. Entsprechend der isenthalpen Entspannung der ersten Entspannungsstufe wird dadurch der Verflüssigeraustritt in den Flüssigkeitsbereich verlagert. Daneben wird in der zweiten Entspannungsstufe die Überhitzung nach dem Verdampfer eingestellt, s. Jensen u. Skogestad [2007a, b]. Demgegenüber wird zum Beispiel bei Strupp [2011] die Regelung der Unterkühlung auf Basis einer einstufigen Entspannung mit Niederdrucksammler untersucht und die Wirkung auf die Kälteleistungszahl dargestellt.

Neben den gerade erläuterten gängigen Verfahren zur Kältemittelunterkühlung werden ebenso unkonventionelle Methoden zur Manipulation und Verbesserung der Kältemittelunterkühlung vorgeschlagen. Der Entwurf von Koch [2009] sieht hierzu zum Beispiel Luftklappen vor der Unterkühlungsstrecke vor. Mit Hilfe dieser Luftklappen kann der Luftstrom durch die Unterkühlungsstrecke stetig verändert oder blockiert werden. Das Patent von Wankhede u. Major [2010] zeigt die Verbesserung der Unterkühlungsleistung auf Basis der nicht-adiabaten Verdunstungskühlung, vgl. auch Strupp [2011].

Die Prozessgestaltung mit gezielter Kältemittelunterkühlung erscheint für die beabsichtigte Effizienzverbesserung des Omnibus-Klimakältekreislaufes vielversprechend. Zudem sind an dieser Stelle keine unmittelbaren Untersuchungen der Kältemittelunterkühlung in der Omnibusanwendung be-

kannt. Somit werden nachfolgend einige Ansätze zur Kältemittelunterkühlung in Verbindung mit dem R-134a-Referenzkreislauf näher beleuchtet.

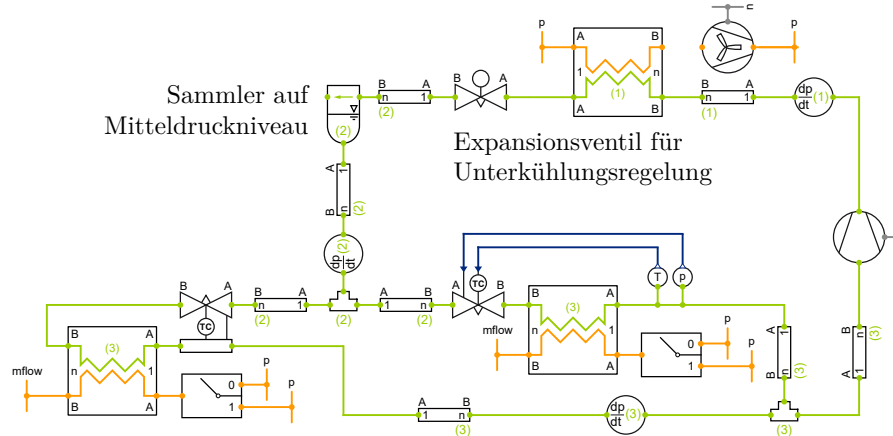
Die Verwendung eines IWÜs zur Unterkühlung und gleichzeitiger Überhitzung wird aufgrund des im Voraus berechneten geringeren Potenzials in diesem Abschnitt nicht betrachtet. Zur Vervollständigung sind einige Berechnungsergebnisse für einen möglichen IWÜ-Einsatz in Anhang G dargestellt.

## 6.2. Spezifikation der zu untersuchenden Unterkühlungsansätze

In den folgenden Abschnitten werden die Regelung der Unterkühlung auf Grundlage einer zweistufigen Entspannung, die Unterkühlung mit direkter Umgebungsluft auf Basis des vorhandenen Verflüssigers sowie ein neuartiger Ansatz einer Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur Erhöhung der Frontbox-Verdampferleistung für die Untersuchung mit dem Gesamtfahrzeugmodell aus Kapitel 2 spezifiziert. Hierzu werden zusätzlich mögliche Potenziale auf Grundlage vergleichbarer Betriebspunkte vorgestellt.

### 6.2.1. Unterkühlungsregelung mit zweistufiger Entspannung

Zur Realisierung einer zweistufigen Entspannung (s. Abbildung 6.1) muss der R-134a-Referenzkreislauf (s. Abbildung 2.1 in Kapitel 2.1) lediglich um ein zusätzliches Expansionsventil zwischen Verflüssiger und Sammler erweitert werden. Die dazu abgeänderte Kreislauftopologie zeigt Abbildung 6.2. Daneben werden keine weiteren Adaptionen im Simulationsmodell vorgenommen.



**Abbildung 6.2.:** Topologie des R-134a-Kreislaufmodells mit Mitteldrucksammler und zusätzlichem Expansionsventil zur Unterkühlungsregelung (vgl. Abbildung 6.1).

Für die beabsichtigte Regelung der Kältemittelunterkühlung sowie für die Darstellung möglicher erzielbarer Potenziale werden optimierte Unterkühlungswerte auf Grundlage der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte berechnet. Dazu wird im Simulationsmodell aus Abbildung 6.2 der Ventilquerschnitt der ersten Entspannungsstufe variiert und in Abhängigkeit der maximalen Kälteleistungszahl  $COP$  die resultierende Kältemittelunterkühlung bestimmt. Die Ergebnisse dieser leistungszahlorientierten Kältemittelunterkühlung sind in Abbildung 6.3 dargestellt.

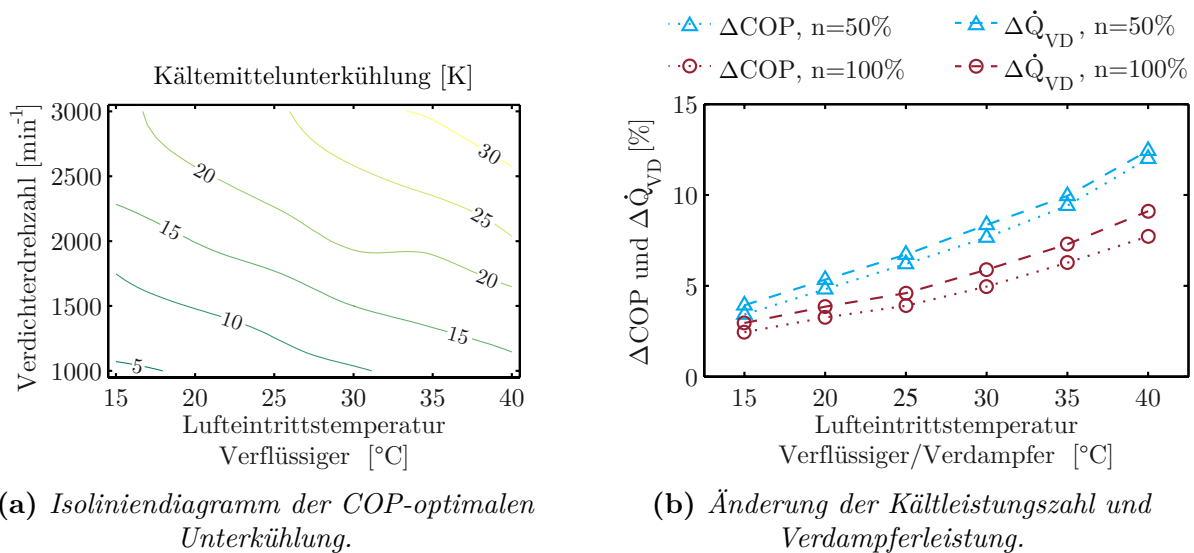
Abbildung 6.3a zeigt die berechneten optimalen Unterkühlungswerte in Abhängigkeit von Verdichterdrehzahl und Lufteintrittstemperatur, s. Tabelle 6.1. Die dargestellten Unterkühlungswerte sind dabei über die Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1 gemittelt. Daneben ist in Abbildung 6.3b die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  sowie die relative Änderung

## 6.2. SPEZIFIKATION DER ZU UNTERSUCHENDEN UNTERKÜHLUNGSANSÄTZE

der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  in Bezug auf den R-134a-Referenzkreislauf dargestellt. Die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  berechnet sich dazu analog zur relativen Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$ . Die Ergebnisse zeigen, dass die erweiterte Prozessführung mit zweistufiger Entspannung und  $COP$ -orientierter Kältemittelunterkühlung sowohl die Effizienz als auch die Verdampferleistung des Klimakältekreislaufes verbessert.

**Tabelle 6.1.:** Betriebspunktvariation für Klimakältekreislauf. Auf Basis dieser Betriebspunktvariation werden die Potenziale von Verbesserungsmaßnahmen und -konzepten vergleichbar abgeschätzt, Lufttemperatur ist Lufteintrittstemperatur für Verdampfer sowie Verflüssiger.

	Verdichterdrehzahl	Lufttemperatur	Lüfter-/Gebläsedrehzahl (Verdampfer/Verflüssiger)
	$[\frac{U}{min}]$	$[^{\circ}C]$	$n$ in [%]
min. Wert:	1000	15	50
Inkrement:	500	5	50
max. Wert:	3000	40	100



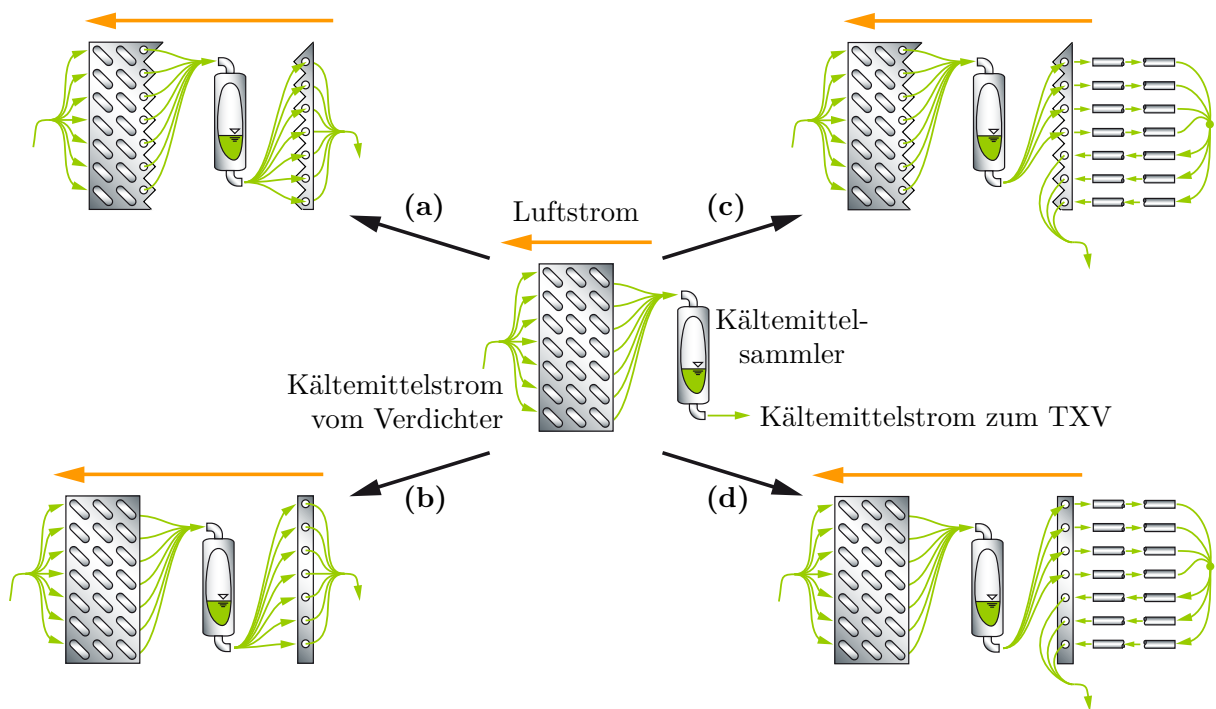
**Abbildung 6.3.:** Unterkuhlung mit zweistufiger Entspannung: a) Kältemittelunterkuhlung bei maximaler Kälteleistungszahl  $COP$  und b) rel. Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  sowie rel. Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  bei maximaler Kälteleistungszahl  $COP$  in Bezug auf R-134a-Referenzkreislauf (Werte sind über die Drehzahlvariation des Verdichters aus Tabelle 6.1 gemittelt, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Vollast).

Nachfolgend wird die implementierte Betriebsstrategie für die Unterkuhlungsregelung beschrieben. Für die Modellintegration werden aus den oben bestimmten Werten der  $COP$ -optimalen Kältemittelunterkuhlung ein Kennfeld der Soll-Kältemittelunterkuhlung gemäß der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte erstellt, vergleichbar zu Abbildung 6.3a. Die Lufteintrittstemperatur am Verflüssiger entspricht dabei der Umgebungslufttemperatur. Die Regelung der Unterkuhlung (Regelgröße) wird durch die Ventilöffnung (Stellgröße) der ersten Entspannungsstufe mit einem herkömmlichen PI-Regler vorgenommen. Daneben stellt sich gemeinhin durch die Unterkuhlungsregelung ein höherer Hochdruck im Vergleich zum R-134a-Referenzsystem ein. Aufgrund dieses höheren Hochdrucks ist in der Unterkuhlungsregelung zusätzlich eine Hochdruckbegrenzung auf den maximal

zulässigen Hochdruckwert der R-134a-Anlage implementiert. Mit Hilfe dieser Hochdruckbegrenzung soll ein frühzeitiges Abschalten des Kreislaufes aufgrund der im Klimareglermodell (s. Kapitel 2.6) berücksichtigten Hochdruckbegrenzung vermieden werden.

### 6.2.2. Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke

Im R-134a-Referenzkreislauf ist neben dem Hochdruckwärmeübertrager zur generellen Verflüssigung des Kältemittels bereits ein Hochdrucksammler zur Trennung von Gas- und Flüssigphase verfügbar, s. Kapitel 2.1, Abbildung 2.1. Vor diesem Hintergrund ist die allgemeine Basis für die Integration einer Unterkühlungsstrecke gegeben. Daneben sollen für die anschließenden konstruktiven Erweiterungen mit einer Unterkühlungsstrecke folgende Prämissen beachtet werden: Zum einen sollen keine zusätzlichen Gebläse für die Unterkühlungsstrecke verbaut werden. Zum anderen soll die Höhe der Aufdachanlage unverändert bleiben. Entsprechend der sehr kompakten Konstruktion sind innerhalb der Aufdachanlage weitere Bauraumbegrenzungen möglich. Diese möglichen Bauraumbegrenzungen werden für die nachfolgenden Überlegungen jedoch als unkritisch angesehen. Ausgehend von den genannten Prämissen sind die in Abbildung 6.4 dargestellten Wärmeübertragerpakete aus Verflüssigungs- und Unterkühlungsstrecke konzeptionell vorstellbar.



**Abbildung 6.4.:** Konfigurationsvarianten für Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke: Mitte) Referenzsystem, a) Unterkühlungsstrecke mit einer abgetrennten Rohrreihe, b) Unterkühlungsstrecke mit einer zusätzlichen Rohrreihe, c) Unterkühlungsstrecke mit einer abgetrennten Rohrreihe sowie geänderter Kältemitteldurchströmung und d) Unterkühlungsstrecke mit einer zusätzlichen Rohrreihe sowie geänderter Kältemitteldurchströmung.

Die in Abbildung 6.4 dargestellten Varianten unterscheiden sich zum einen durch die Größe der Wärmeübertragungsflächen. Konfiguration (a) und (c) weisen im Vergleich zum Referenzsystem die gleiche gesamte Wärmeübertragungsfläche auf. In Konfiguration (b) und (d) besitzt der eigentliche Verflüssiger die gleiche Wärmeübertragungsfläche wie das Referenzsystem. Die in Konfiguration (b) und (d) dargestellte Unterkühlungsstrecke vergrößert dabei die gesamte hochdruckseitige Wärmeübertragungsfläche. Zum anderen unterscheiden sich die Konfigurationen (a) und (b) zu



## 6.2. SPEZIFIKATION DER ZU UNTERSUCHENDEN UNTERKÜHLUNGSANSÄTZE

den Konfigurationen (c) und (d) durch die Aufteilung des Kältemittelmassenstroms. In Konfiguration (a) und (b) strömt der aufgeteilte Kältemittelmassenstrom parallel durch alle Rohre der Unterkühlungsstrecke. In Konfiguration (c) und (d) strömt der aufgeteilte Kältemittelmassenstrom durch einen im Vergleich zu Konfiguration (a) und (b) effektiv geringeren hydraulischen Querschnitt, wodurch die Strömungsgeschwindigkeit zunimmt und hiermit resultierend der Wärmeübergang in der Unterkühlungsstrecke verbessert werden soll, vgl. Yamanaka u. a. [1993, 1997], Wawzyniak u. a. [2013].

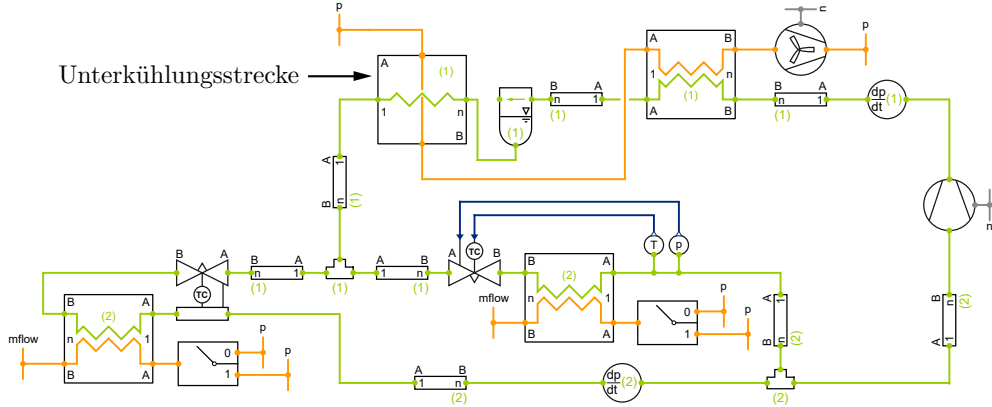


Abbildung 6.5.: Topologie des R-134a-Kreislaufmodells mit Erweiterung einer Unterkühlungsstrecke.

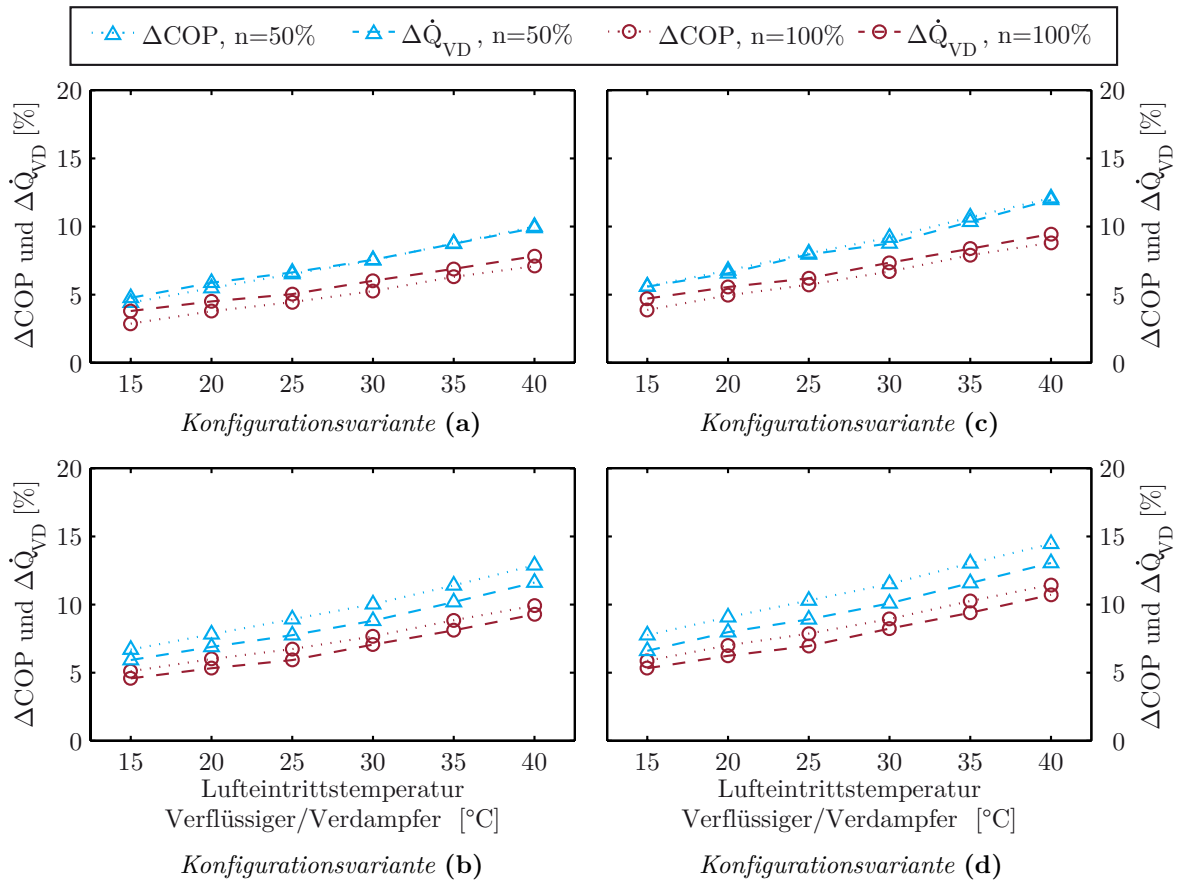


Abbildung 6.6.: Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke: Relative Änderungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  sowie relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta\text{COP}$  in Bezug auf R-134a-Referenzkreislauf (Werte sind über die Drehzahlvariation des Verdichters aus Tabelle 6.1 gemittelt, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast).



Die Erweiterung des Simulationsmodells mit den Unterkühlungsstrecken aus Abbildung 6.4 zeigt Abbildung 6.5. Die Aufteilung in Verflüssigungs- und Unterkühlungsstrecke basiert auf den geometrischen Parametern des Verflüssigermodells aus dem Referenzkreislaufmodell, s. Kapitel 2.1. Dabei bleiben die gewählten Druckverlust- und Wärmeübergangskorrelationen für Luft- und Kältemittelseite sowie die Kalibrierungsfaktoren unverändert. Aufgrund der wesentlichen geometrischen Abhängigkeiten dieser Korrelationen werden somit für jede der betrachteten Konfigurationen die jeweiligen Druckverlust- und Wärmeübergangsberechnungen approximiert berücksichtigt.

Die möglichen erzielbaren Potenziale der unterschiedlichen Konfigurationen von Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke aus Abbildung 6.4 werden auf Grundlage der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte berechnet. Die Ergebnisse dieser Berechnungen zeigt Abbildung 6.6. Dargestellt ist neben der relativen Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  in Bezug auf den R-134a-Referenzkreislauf. Die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  berechnet sich dazu analog zur relativen Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ . Die Ergebnisse zeigen, dass die Kältemittelunterkühlung zur effizienten Prozessführung nicht vernachlässigt werden sollte. Die Erweiterung mit einer Unterkühlungsstrecke führt dabei sowohl durchgängig zu Verbesserungen der Verdampferleistung als auch der Kälteleistungszahl.

Aufgrund der guten potenziellen Verbesserungen auf Basis der Kältemittelunterkühlung mit Konfiguration (c) sowie (d) werden diese Konfigurationsvarianten in der abschließenden Gesamtfahrzeugsimulation untersucht und vergleichend gegenübergestellt.

### 6.2.3. Leistungsverbesserung des Frontbox-Verdampfers durch eine Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion

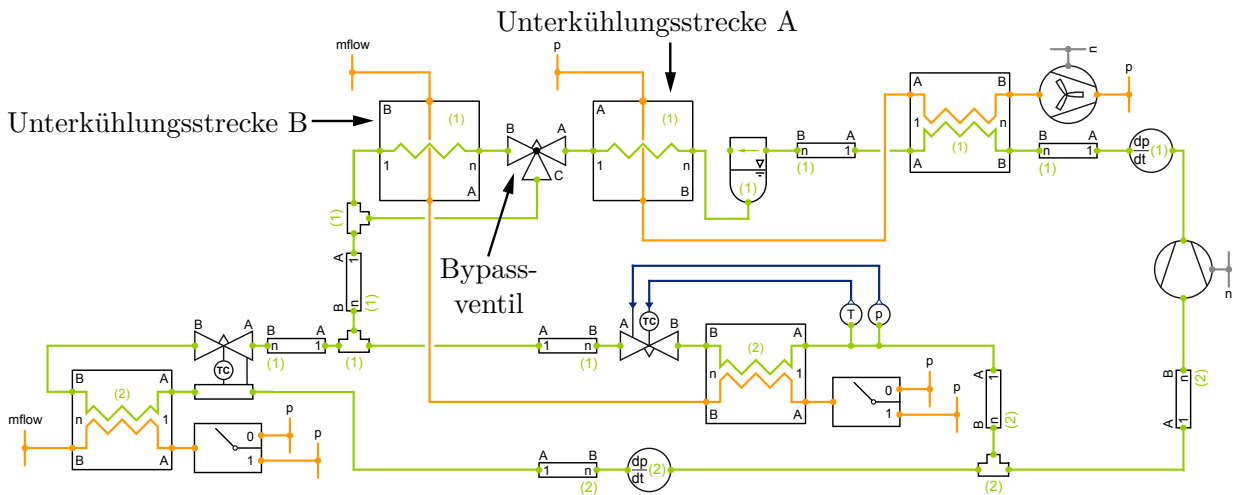
Die Berechnungsergebnisse in Tabelle 3.2 aus Kapitel 3.1 zeigen auf Basis der Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ , dass die Leistungsgrenze des Frontbox-Verdampfers bereits weit vor der Leistungsgrenze des Aufdach-Verdampfers erreicht wird. Diese unterschiedlichen Leistungsgrenzen werden ebenso in den Berechnungsergebnissen der raumluftgüteorientierten Umluftrate in Abbildung 5.1 aus Kapitel 5.3 ersichtlich. Die Berechnungsergebnisse in Abbildung 5.1 zeigen für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und einer  $CO_2$ -Konzentration von 1404 ppm, dass die Frontbox-Verdampferleistung im Vergleich zur Aufdach-Verdampferleistung auch bei weit erhöhter Umluftrate nicht ausreicht. Aus diesem Grund wird nachfolgend ein konzeptioneller Ansatz zur Kältemittelunterkühlung verfolgt, welcher insbesondere die Verdampferleistung des Frontbox-Verdampfers erhöht. Daneben bleibt die effektive Kälteleistung der Aufdachanlage annähernd unverändert.

Die im Abschnitt 6.2.2 dargestellte Kältemittelunterkühlung wird aufgrund einer gezielten Unterkühlungsstrecke bezüglich ihrer Unterkühlungsleistung maßgeblich durch die Lufteintritts- bzw. Umgebungslufttemperatur limitiert. Die Kältemittelaustrittstemperatur aus der Unterkühlungsstrecke kann dabei, auch bei unendlich großer Wärmeübertragungsfläche, lediglich der Umgebungstemperatur angenähert werden. Unter diesem Blickwinkel kann eine größere bzw. weitere Unterkühlung ausschließlich durch ein gegenüber der Umgebungsluft geringeres Temperaturpotenzial erreicht werden.

Der Nutzungsansatz eines vorhandenen geringeren Temperaturniveaus gegenüber der Umgebungsluft zeigt zum Beispiel Hafner u. a. [2011]. In diesem Ansatz wird zur Klimatisierung eines Schienenfahrzeugs ein R-744-Ejektorkreislauf verwendet, welcher zwei nacheinander liegende Gaskühler aufweist. Dabei wird das Kältemittel im ersten Gaskühler konventionell durch die Umgebungsluft gekühlt. Im nachfolgenden zweiten Gaskühler wird das Kältemittel mit der Abluft des Innenraums

gekühlt, vorausgesetzt die Umgebungslufttemperatur ist nennenswert höher als die Innenraumlufttemperatur.

Im Bezugsraum des Omnibusses können gegenüber der Umgebungsluft bis zu drei weitere Lufttemperaturniveaus identifiziert werden. Zum einen, vergleichbar zu Hafner u. a. [2011], die Lufttemperatur des Fahrzeuginnenraums. Zum anderen die Lufttemperatur nach dem Verdampfer sowie die darauf folgende Lufttemperatur nach dem Heizungswärmeübertrager. Das dabei gewöhnlich geringste Temperaturniveau weist der gekühlte Luftstrom nach dem Verdampfer auf. Aus diesem Grund soll dieses Temperaturniveau für die nachfolgende Überlegung zur weiteren Kältemittelunterkühlung betrachtet werden.



**Abbildung 6.7.:** Topologie des R-134a-Kreislaufmodells mit zwei Unterkühlungsstrecken. Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke A entspricht Konfigurationsvariante (c) aus Abschnitt 6.2.2. Die zusätzliche Unterkühlungsstrecke B wird mit Verdampferabluft gekühlt und kann mit Bypass umgangen werden. Die kältemittelseitige Konfiguration von Unterkühlungsstrecke B entspricht der von Unterkühlungsstrecke A.

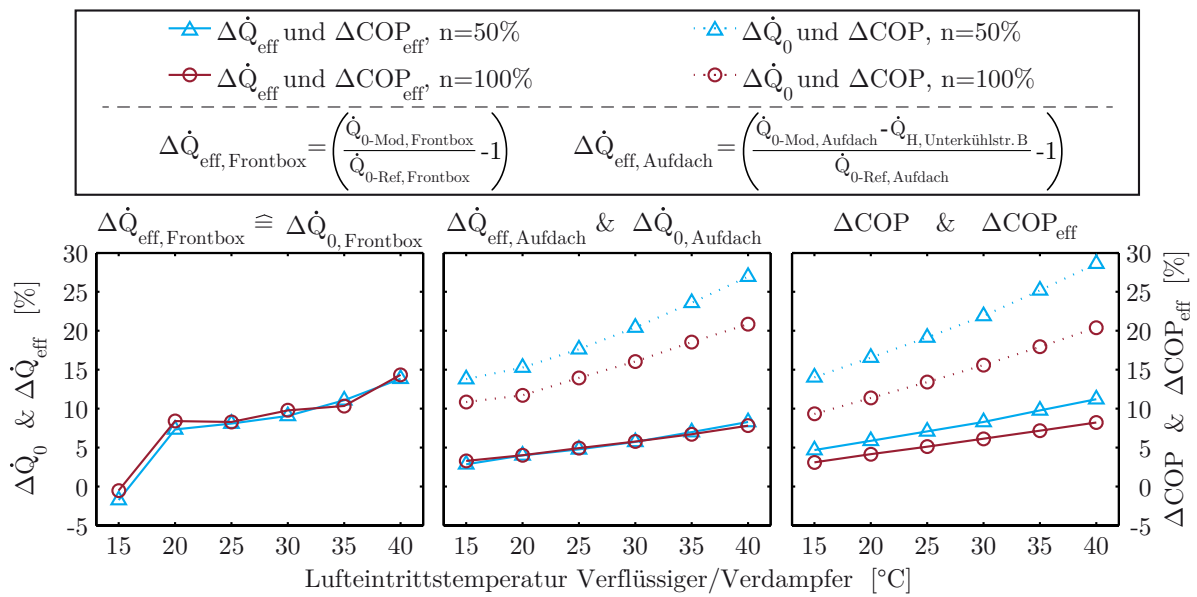
Das Simulationsmodell des hier betrachteten konzeptionellen Ansatzes zeigt Abbildung 6.7. Neben dem bereits im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke A (entspricht Konfigurationsvariante (c), s. Abbildung 6.4) wird die Kreislauftopologie um eine weitere Unterkühlungsstrecke B erweitert. Bei diesem Ansatz wird der Luftstrom aus dem Aufdach-Verdampfer nachfolgend durch die Unterkühlungsstrecke B geführt und erwärmt. Das Kältemittel in Unterkühlungsstrecke B wird dabei über die Unterkühlung der Unterkühlungsstrecke A hinaus weiter unterkühlt. Daneben kann mit Hilfe der Bypassleitung die Unterkühlung mit der Unterkühlungsstrecke B geregelt oder die Unterkühlungsstrecke B vollständig umgangen werden, wodurch der Luftstrom durch die Unterkühlungsstrecke B nicht weiter erwärmt wird.

Die Berechnung der möglichen Verbesserungspotenziale durch die Kreislauftopologie aus Abbildung 6.7 erfolgt, wie auch in den Abschnitten zuvor, auf Grundlage der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte. Die dafür zugrunde liegende Modellierung der Unterkühlungsstrecke B basiert, wie auch für Unterkühlungsstrecke A, auf dem Verflüssigermodell des Referenzkreislaufes. Unterkühlungsstrecke A und B sind durch jeweils eine Rohrreihe abgebildet. Die gesamte hochdruckseitige Wärmeübertragungsfläche wird durch die Unterkühlungsstrecke B vergrößert.

Die Berechnungsergebnisse der Potenzialbestimmung durch die in Abbildung 6.7 dargestellte Kreislauftopologie zeigt Abbildung 6.8. Dargestellt sind die relativen Änderungen der effektiven Kälteleistung von Frontbox  $\Delta\dot{Q}_{eff,Frontbox}$  und Aufdachanlage  $\Delta\dot{Q}_{eff,Aufdach}$  sowie die relative Änderung der effektiven Kälteleistungszahl  $\Delta COP_{eff}$  auf Basis der genannten effektiven Kälteleistungen

in Bezug auf den R-134a-Referenzkreislauf. Daneben sind ebenso die relativen Änderungen der Verdampferleistung der Aufdachanlage  $\Delta\dot{Q}_{0,Aufdach}$  und der Kälteleistungszahl  $COP$  ohne Berücksichtigung der Heizleistung  $\dot{Q}_{H,Unter kühlstr.B}$  aufgetragen. Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass die Verdampferleistung der Frontbox erkennbar verbessert werden kann ohne die effektive Kälteleistung der Aufdachanlage durch die Heizleistung der Unterkühlungsstrecke B zu verringern.

Auf Basis der Kältemittelunterkühlung in der Unterkühlungsstrecke B wird die Verdampferleistung der Aufdachanlage erhöht, s.  $\Delta\dot{Q}_{0,Aufdach}$  in Abbildung 6.8. Allerdings wird der nutzbare Anteil der Aufdach-Verdampferleistung entsprechend der Wärmeabgabe von Unterkühlungsstrecke B wieder verringert, s.  $\Delta\dot{Q}_{eff,Aufdach}$  in Abbildung 6.8. Daneben resultiert aus der Folge von Abkühlung und Wiedererwärmung des Aufdach-Zuluftstroms eine zusätzliche Luftentfeuchtung bzw. ein integrierter Reheat-Betrieb.

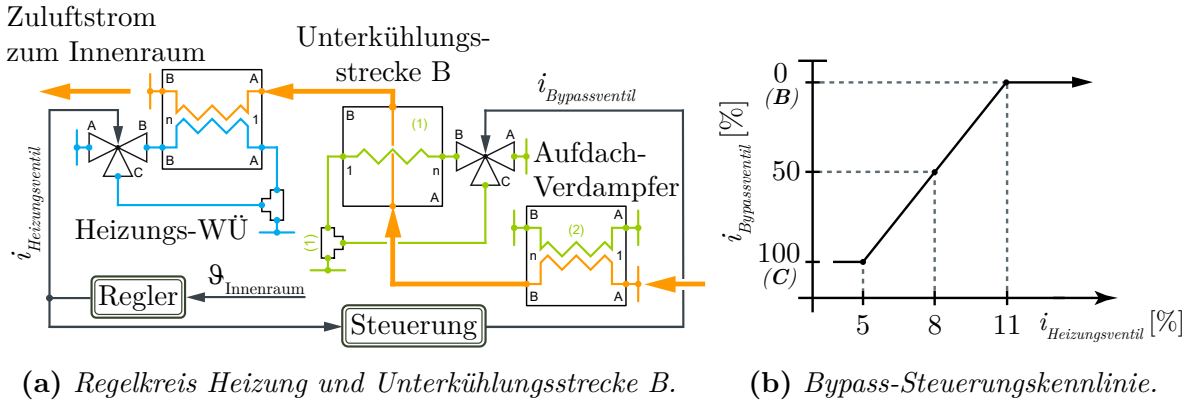


**Abbildung 6.8.:** Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion: Relative Änderung der effektiven Kälteleistung von Frontbox  $\Delta\dot{Q}_{eff,Frontbox}$  und Aufdachanlage  $\Delta\dot{Q}_{eff,Aufdach}$  sowie relative Änderung der effektiven Kälteleistungszahl  $\Delta COP_{eff}$  basierend auf den zuvor genannten effektiven Kälteleistungen, jeweils in Bezug auf R-134a-Referenzkreislauf. Daneben ist die relative Änderung der Verdampferleistung der Aufdachanlage  $\Delta\dot{Q}_{0,Aufdach}$  und die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  ohne Minderung durch die Heizleistung der Unterkühlungsstrecke B ( $\dot{Q}_{H,Unter kühlstr.B}$ ) aufgetragen (Werte sind über die Drehzahlvariation des Verdichters aus Tabelle 6.1 gemittelt, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast).

Die Regelung der Innenraumtemperatur wird mit Hilfe des Heizungssystems mittels Gegenheizen vollzogen, s. Kapitel 2.3 und Kapitel 2.6. Die Heizleistung der Gegenheizstrategie kann dabei unter bestimmten Bedingungen sehr gering werden oder gänzlich entfallen. In diesen Grenzfällen darf die Innenraumzuluft aus dem Verdampfer durch die Gegenheizstrategie nicht erwärmt werden. Infolge soll auch die Unterkühlungsstrecke B mittels der Kältemittel-Bypassleitung umgangen werden, sobald die Heizleistung durch die Gegenheizstrategie entfällt. In diesen Grenzfällen soll das Kältemittel allein mit der Unterkühlungsstrecke A unterkühlt werden.

Für die nachfolgende Bewertung mit der Gesamtfahrzeugsimulation wird die hier beschriebene Unterkühlungsstrecke B mit Heizfunktion als Bestandteil der Gegenheizstrategie angesehen und wie folgt darin integriert. Als Indikatorsignal für die aktive Gegenheizung wird das Stellsignal der Heizungsregelventile beobachtet und ebenso als Führungsgröße für die Bypassventilsteuerung aus

Abbildung 6.7 verwendet. Der dabei zu betrachtende Regelkreis sowie die entworfene Betriebsstrategie für das Bypassventil der Unterkühlungsstrecke B ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Die Stützstellen der Bypass-Steuerungskennlinie in Abhängigkeit der Stellgröße des Heizungsventils sind hierzu so gewählt, dass die Heizleistung der Unterkühlungsstrecke B nicht die geregelte Heizleistung der konventionellen Aufdach-Heizung übersteigen kann.



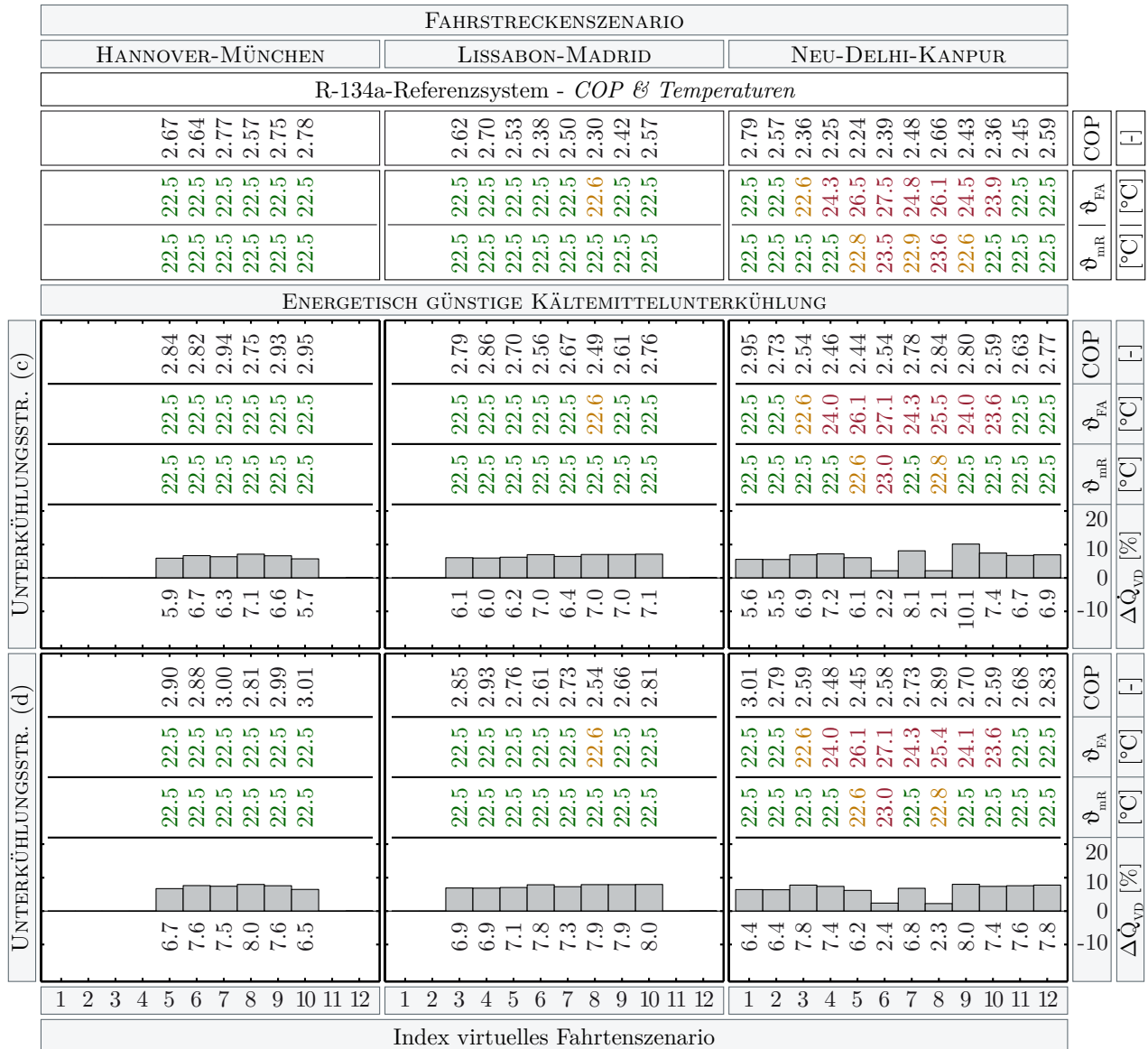
**Abbildung 6.9.:** Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion: a) Innenraum-Zuluftpfad sowie Regelkreis der Aufdach-Gegenheizung zur Innenraumtemperaturregelung inklusive Unterkühlungsstrecke B und b) Betriebsstrategie der Kältemittel-Bypassventil-Steuerung in Abhängigkeit der Stellgröße aus der Heizungsregelung.

### 6.3. Berechnungsergebnisse

Nachstehend werden die Berechnungsergebnisse der Unterkühlungsregelung mit zweistufiger Entspannung, des Verflüssigers mit Unterkühlungsstrecke sowie des neuartigen konzeptionellen Ansatzes einer Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur Verbesserung der Frontbox-Verdampferleistung vorgestellt. Zur Darstellung der Effizienzverbesserung durch die untersuchten Unterkühlungsansätze sind in Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 die Kälteleistungszahl  $COP$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  bezogen auf die Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  des R-134a-Referenzsystems aus Kapitel 3.1 für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München, Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur aufgetragen. Weiterhin ist für den Ansatz der Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion die summierte effektive Kälteleistung ( $\Delta\dot{Q}_{eff,VD} = \Delta\dot{Q}_{eff,Frontbox} + \Delta\dot{Q}_{eff,Aufdach}$ ) von Frontbox und Aufdachanlage sowie die darauf basierende effektive Kälteleistungszahl  $COP_{eff}$  dargestellt, vgl. Abbildung 6.8. Daneben zeigt Abbildung 6.12 exemplarisch die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  für das Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid auf Basis des Verflüssigers mit Unterkühlungsstrecke in der Konfiguration (d) für die alternativen Kältemittel R-1234yf und R-445A.

Die Berechnungsergebnisse in Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 zeigen primär in allen untersuchten Simulationsszenarien und für alle Ansätze zur Kältemittelunterkühlung eine durchgängige Verbesserung der Verdampferleistung und Kälteleistungszahl. Darunter zeigen die Ergebnisse der Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur Verbesserung der Frontbox-Verdampferleistung auf der einen Seite die geringsten Verbesserungen hinsichtlich der Vergleichsgrößen  $\Delta\dot{Q}_{eff,VD}$  und  $COP_{eff}$ . Auf der anderen Seite und in Bezug auf die Vergleichsgrößen  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und  $COP$  zeigen die Ergebnisse der Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion die größten Verbesserungen. Daneben werden mit dem Ansatz einer Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion im Vergleich mit den anderen Unterkühlungsansätzen die besten Fahrerarbeitsplatz-Temperaturen  $\vartheta_{FA}$  erzielt. Die gemeinsame Darstellung der effektiven Kälteleistung  $\Delta\dot{Q}_{eff,VD}$  und der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$

in Abbildung 6.10 zeigt, dass die Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion in den Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid durchgängig aktiv ist. Weiterhin zeigen die Berechnungsergebnisse im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur die Einsatzgrenze für das Konzept der Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion. In den Fahrstreckenszenarien 6 und 8 im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur entfällt aufgrund der extremen Umgebungsbedingungen überwiegend die Innenraumtemperaturregelung durch Gegenheizen. Dadurch bleiben die Heizungsventile geschlossen und die Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion wird gemäß der implementierten Betriebsstrategie vollständig im Bypass umgangen.



**Abbildung 6.10.:** Berechnungsergebnisse der Konfigurationsvarianten (c) und (d) des Verflüssigers mit Unterkühlungsstrecke für den R-134a-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ , die Kälteleistungszahl COP, die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  sowie die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ .

In Tabelle 6.2 sind die durchschnittlichen relativen Änderungen des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  der einzelnen Ansätze zur Kältemittelunterkühlung dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass die Kreislaufgestaltung bzw. die Prozessführung mit Kältemittelunterkühlung den effizienten Betrieb des Klimakältekreislaufes auch hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs verbessern kann. Der direkte Vergleich in Tabelle 6.2 zeigt zudem, dass, neben den verbesserten Fahrerarbeitsplatz-Temperaturen  $\vartheta_{FA}$ , sich durch die Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion die größten Reduktionen des Kraftstoffverbrauchs einstellen.

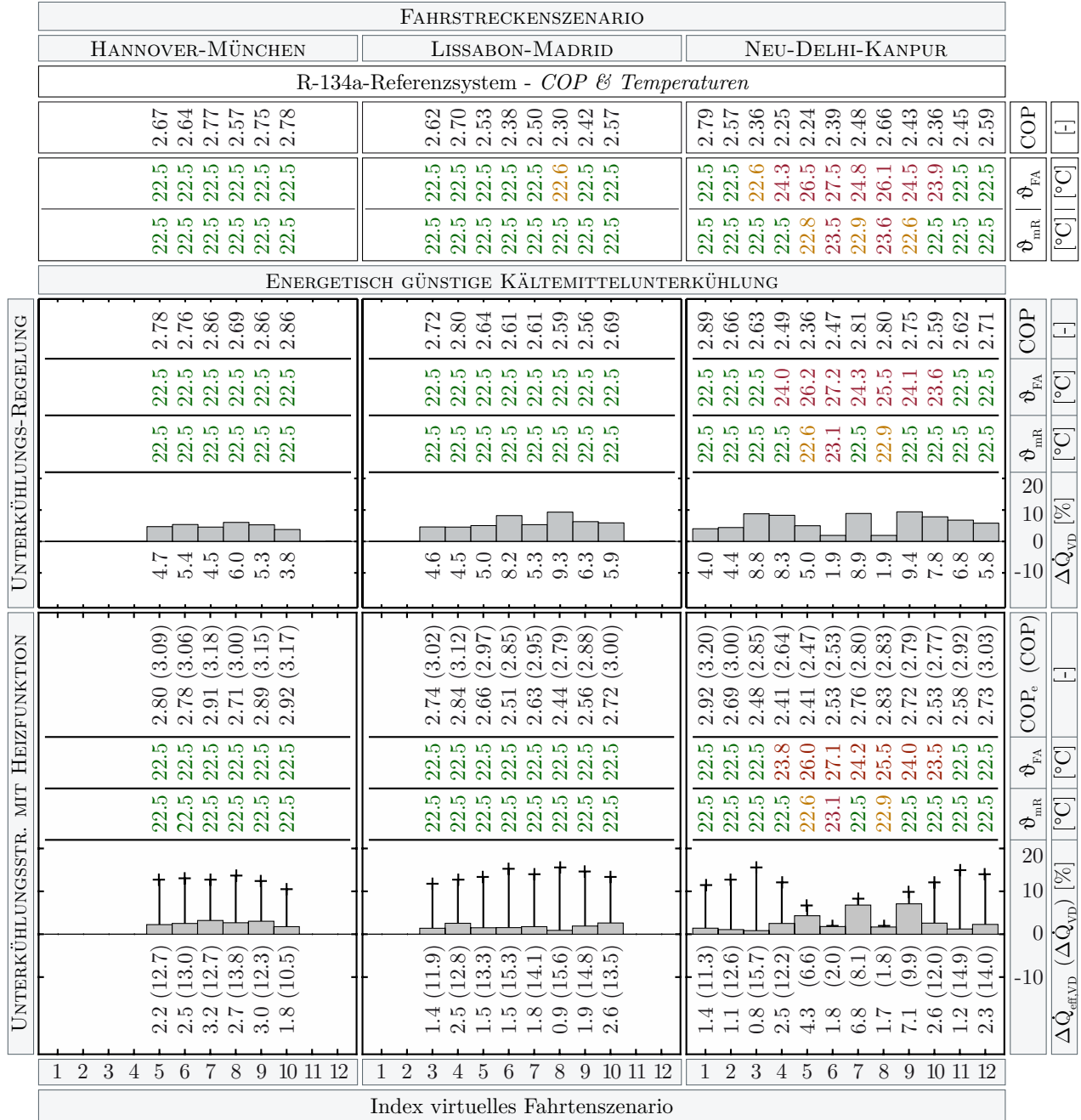
**Tabelle 6.2.:** Vergleich der durchschnittlichen relativen Änderung des Kraftstoffverbrauchs für alle untersuchten Ansätze zur Kältemittelunterkühlung.

	von: nach:	Hannover München	Lissabon Madrid	Neu-Delhi Kanpur
		$\varnothing \Delta B_S$ [%]	$\varnothing \Delta B_S$ [%]	$\varnothing \Delta B_S$ [%]
Unterkühlungsregelung:		0,05	0,04	-0,10
Unterkühlungsstrecke (c):		-0,03	-0,06	-0,24
Unterkühlungsstrecke (d):		-0,10	-0,14	-0,30
Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion:		-0,19	-0,32	-0,39

Aus dem Vergleich der Unterkühlungsregelung mit zweistufiger Entspannung und den Unterkühlungsstrecken in der Konfiguration (c) und (d) zeigt sich, dass die Kältemittelunterkühlung mit einer dem Verflüssiger nachliegenden Unterkühlungsstrecke zur Verbesserungen der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  und zu überwiegend besseren Kälteleistungszahlen  $COP$  führt. Der Vergleich zwischen den Unterkühlungsstrecken (c) und (d) zeigt dabei plausibel, dass mit der effektiv größeren Wärmeübertragungsfläche in der Konfigurationsvariante (d) höhere Verdampferleistungen sowie Kälteleistungszahlen erreicht werden als mit der Konfigurationsvariante (c).

Im Zusammenhang mit den alternativen Kältemitteln R-1234yf und R-445A zeigt Abbildung 6.12, dass mit dem Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke in der Konfigurationsvariante (d) für R-445A höhere Verdampferleistungen erzielt werden. Der zusätzliche Vergleich mit den Berechnungsergebnissen aus Kapitel 4.3 zeigt, dass für R-1234yf die Kältemittelunterkühlung im Vergleich zur Drehzahlerhöhung des Kältemittelverdichters die wesentlich effizientere Maßnahme zur Verbesserung der Verdampferleistung ist. Daneben erschließt sich mit dem Vergleich der Berechnungsergebnisse aus Kapitel 3.2, dass die Kältemittelunterkühlung für R-1234yf prinzipiell vorteilhafter als für R-445A ist.

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass jeder betrachtete Ansatz zur Kältemittelunterkühlung eine Verbesserung der Verdampferleistung sowie der Kälteleistungszahl erbracht hat. Aus diesem Grund ist die Kältemittelunterkühlung für die Verbesserung der Kreislaufeffizienz, bezogen auf Verdampferleistung und Kälteleistungszahl, unerlässlich und sollte zwingend in eine Kreislaufgestaltung einbezogen werden.



**Abbildung 6.11.:** Berechnungsergebnisse der Unterkühlungsregelung und der Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur Verbesserung der Frontbox-Verdampferleistung für den R-134a-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und die relative Änderung der effektiven Kälteleistung  $\Delta\dot{Q}_{eff,VD}$ , die Kälteleistungszahl COP und die effektive Kälteleistungszahl  $COP_{eff}$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  sowie die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ .





## 7. Dynamische Adaption des Kältemittelhochdrucks

In der transkritischen Prozessführung des R-744-Kaltdampfprozesses findet die Verdampfung des umlaufenden Kältemittels bei unterkritischen Bedingungen statt, wobei die Wärmeabfuhr über dem kritischen Punkt und ohne Phasenwechsel vollzogen wird. Infolge ist während der überkritischen Kühlung des Kältemittels die Temperatur nicht an den Hochdruck gebunden. Diese Entkoppelung bietet den Freiheitsgrad zur Hochdruckadaption, welcher zur Prozessregelung maßgeblich Leistungszahl und Kälteleistung beeinflusst, s. Lorentzen u. Pettersen [1993], Adiprasito [1998], Skaugen [2002], Kossel [2011]. Vor diesem Hintergrund werden in diesem Kapitel zwei Ansätze zur Prozessregelung mittels Hochdruckadaption untersucht. Auf der einen Seite die kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption, in der die Prozessführung für jeweils einen maximalen  $COP$  eingestellt und auf der anderen Seite die verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption, in der die Prozessführung für eine bestimmte Verdampferleistung bzw. einen bestimmten Kühlleistungsbedarf angepasst wird.

Nachfolgend wird eine kurze und allgemeine Übersicht zur Hochdruckadaption im transkritischen Prozess mit R-744 dargestellt. Anschließend werden zwei Kreislauftopologien mit einstufiger und zweistufiger Entspannung vorgestellt. Daraufaufgehend werden die Anwendung der zwei zuvor genannten Ansätze zur Hochdruckadaption detaillierter spezifiziert und abschließend die Berechnungsergebnisse vorgestellt.

### 7.1. Verfahren zur Kältemittel-Hochdruckadaption

Für die Adaption des Kältemittelhochdrucks im transkritischen Prozess mit R-744 sind zwei grundlegende Ausrichtungen möglich. Zum einen die herkömmlich bekannte und weitverbreitete Adaption des Hochdrucks für einen maximalen  $COP$ , also für ein optimales Verhältnis von Kälteleistung und aufzuwendender Verdichterleistung, s. Liu u. a. [2005], Yang u. a. [2005]. Zum anderen die unkonventionelle Adaption des Hochdrucks zur Anpassung der Verdampferleistung in Abhängigkeit eines bestimmten Kühlbedarfs, s. Kossel [2011].

Für die Hochdruckadaption mit maximalem  $COP$  sind zur Bestimmung oder Vorhersage des dabei auch bezeichneten optimalen Hochdrucks verschiedene Methoden und Korrelationen bekannt. Von Inokuty [1928] wird hierzu ein zeichnerisches Lösungsverfahren innerhalb des Kältemittel-Zustandsdiagramms vorgestellt. Die Weiterentwicklung zur Bestimmung des optimalen Hochdrucks auf Basis numerischer Ansätze wird bei Petterson u. Skaugen [1994] sowie Kauf [1999a] gezeigt. Dabei präsentiert Kauf [1999a] zum Beispiel eine Korrelation zur Vorhersage des optimalen Hochdrucks in Abhängigkeit der Kältemitteltemperatur nach dem Gaskühler. Weitere Untersuchungen mit detaillierteren Fragestellungen und Korrelationen zeigen zum Beispiel Liao u. Jakobsen [1998, 2000] für den Einfluss der Verdampfungstemperatur oder Heyl [2003] sowie Chen u. Gu [2005] für den Einsatz eines internen Wärmeübertragers (IWÜ).

In Hinblick auf Systemdiversität sowie über die Lebensdauer veränderlichen Systemcharakteristiken werden neben den Korrelationen zur Vorhersage des optimalen Hochdrucks zunehmend auch sogenannte Online-Verfahren entwickelt, s. Cecchinato u. a. [2010]. Dabei wird beispielsweise der Hochdruck temporär variiert und aus dem instantanen Systemverhalten auf einen möglichen neuen optimalen Hochdruck geschlossen, s. Zhang [2011]. Daneben werden aber auch charakteristische Systemmodel-

le verwendet, welche parallel und auf Grundlage aktueller Messdaten den optimalen Hochdruck berechnen, s. Cecchinato u. a. [2012], Kim u. a. [2014].

Demgegenüber steht die zweite oben genannte Ausrichtung. Hierbei wird mit der Adaption des Kältemittelhochdrucks die Verdampferleistung in Orientierung eines tatsächlichen Kälteleistungsbedarfs angepasst, s. Kossel [2011]. Der Hochdruck wird dabei nicht direkt mittels Vorgabe eines Soll-Hochdruckwerts geregelt. Vielmehr wird durch eine Raumtemperaturregelung das Hochdruckventil so verstellt, dass aus den resultierenden Prozesszuständen möglichst nur die Verdampferleistung hervorgeht, welche zur Erhaltung der Raumtemperatur benötigt wird. Als Folge kann damit auch der Kältemittelverdichter entlastet werden.

Für die Omnibusanwendung zeigt Kossel [2011] den beispielhaften Vergleich der beiden oben genannten Hochdruckadaptionen. Dabei wird die Hochdruckadaption in einer Kreislauftopologie mit einstufiger Entspannung und Niederdrucksammler vorgenommen. Die Bewertung der beiden Ansätze erfolgt exemplarisch auf Grundlage einer einzelnen virtuellen Testfahrt und dem abschließenden Vergleich der Verdichterleistung. Daneben ist eine vergleichende Untersuchung beider Hochdruckadaptionen sowohl auf Basis sehr umfangreicher Einsatzszenarien als auch im Zusammenhang mit einer einstufigen Entspannung mit Niederdrucksammler und einer zweistufigen Entspannung mit Mitteldrucksammler an dieser Stelle nicht bekannt. Ebenso nicht bekannt ist der Vergleich zum aktuellen Stand der Technik in der Omnibusanwendung, welcher durch eine R-744-Kreislauftopologie ohne Kältemittelsammler gekennzeichnet ist, vgl. Köhler [1995], Sonnekalb [2002]. Diese Lücke soll mit den nachfolgenden Untersuchungen geschlossen werden.

## 7.2. Spezifikation der zu untersuchenden Hochdruckadaptionen

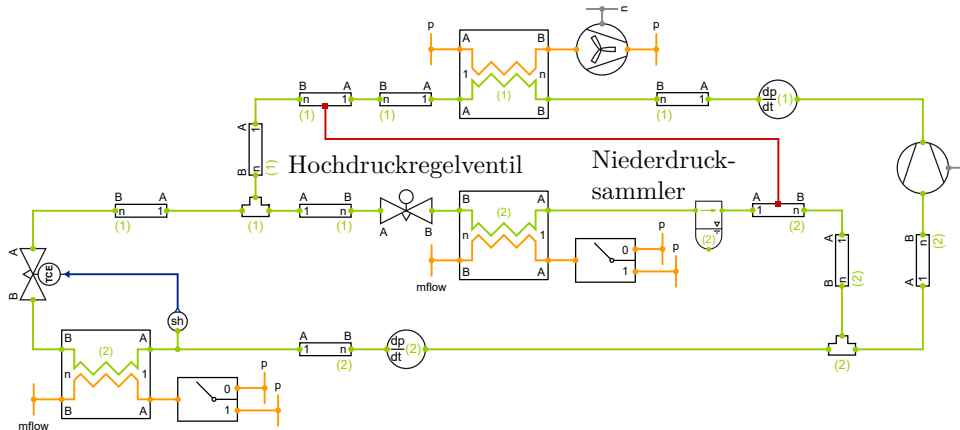
In den nachfolgenden Abschnitten werden die kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption auf Grundlage eines maximierten  $COPs$  und die verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption für eine angepasste Klimakälteproduktion spezifiziert. Beginnend werden dazu zwei Kreislauftopologien mit einstufiger und zweistufiger Entspannung vorgestellt.

### 7.2.1. Spezifikation der gewählten Kreislauftopologien zur Hochdruckadaption

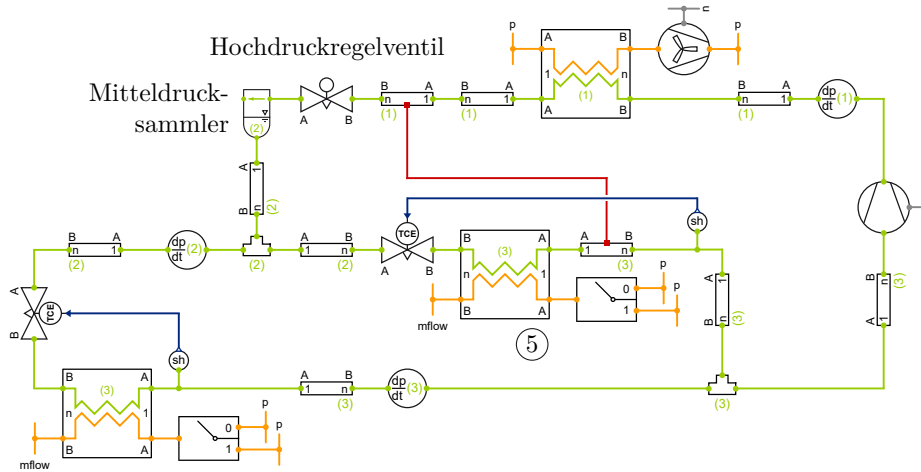
Der aktuelle Stand der Technik in der Omnibusklimatisierung mit R-744 ist durch eine spezifische Kreislauftopologie ohne Kältemittelsammler gekennzeichnet (s. Abbildung 2.7 in Kapitel 2.2), wobei die Expansionsventile zur Überhitzungsregelung eingesetzt werden. Der Kältemittelhochdruck kann in dieser Kreislauftopologie nicht frei geregelt werden und stellt sich unter anderem durch den Kältemittelfüllgrad ein, s. Köhler u. Sonnekalb [1996b].

Damit der Hochdruck für die nachfolgenden Hochdruckadaptionen eingestellt werden kann, muss der R-744-Referenzkreislauf mit einem Sammler erweitert werden. Die Integration des Sammlers kann zum einen für eine einstufige Entspannung im Niederdruck erfolgen, s. Lorentzen [1990], Feuerecker [2003], Raiser [2005]. Zum anderen kann der Sammler zwischen zwei Entspannungsstufen auf einem Mitteldruckniveau integriert werden, s. Casson u. a. [2003], Boccardi u. a. [2013], Peñarrocha u. a. [2014]. Aus diesen beiden Ansätzen abgeleitet resultieren die in Abbildung 7.1 dargestellten Kreislauftopologien. In der Kreislaufvariante mit Niederdrucksammler, nachfolgend NDS-Anlage genannt, ist der Sammler zwischen Aufdach-Verdampfer und Sauggasseite des IWÜs installiert, s. Abbildung 7.1a. Das Expansionsventil der Aufdachanlage wird dadurch von der Überhitzungsregelung gelöst und

kann zur Adaption des Hochdrucks eingesetzt werden. In der Kreislaufvariante mit Mitteldrucksammler, nachfolgend MDS-Anlage genannt, wird neben dem Sammler ein weiteres Expansionsventil stromabwärts nach dem IWÜ im Hochdruck installiert, s. Abbildung 7.1b. Die ursprüngliche Überhitzungsregelung bleibt hierbei erhalten. Entsprechend der Entkoppelung von Hoch- und Niederdruck, aufgrund des Sammlers im Mitteldruck, kann mit dem zusätzlichen Expansionsventil der Hochdruck eingestellt werden.



(a) Einstufige Entspannung mit Niederdrucksammler (NDS-Anlage).



(b) Zweistufige Entspannung mit Mitteldrucksammler (MDS-Anlage).

**Abbildung 7.1.:** Topologie der R-744-Kreislaufmodelle für Hochdruckadaption: a) Konfiguration mit einstufiger Entspannung und b) Konfiguration mit zweistufiger Entspannung.

Die in Abbildung 7.1 gezeigten Modellmodifizierungen auf Basis des R-744-Referenzkreislaufmodells beschränken sich allein auf die Erweiterungen mit Sammler und Expansionsventil. Daneben werden keine weiteren Änderungen an Komponentenmodellen oder Parameter vorgenommen.

### 7.2.2. Kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption

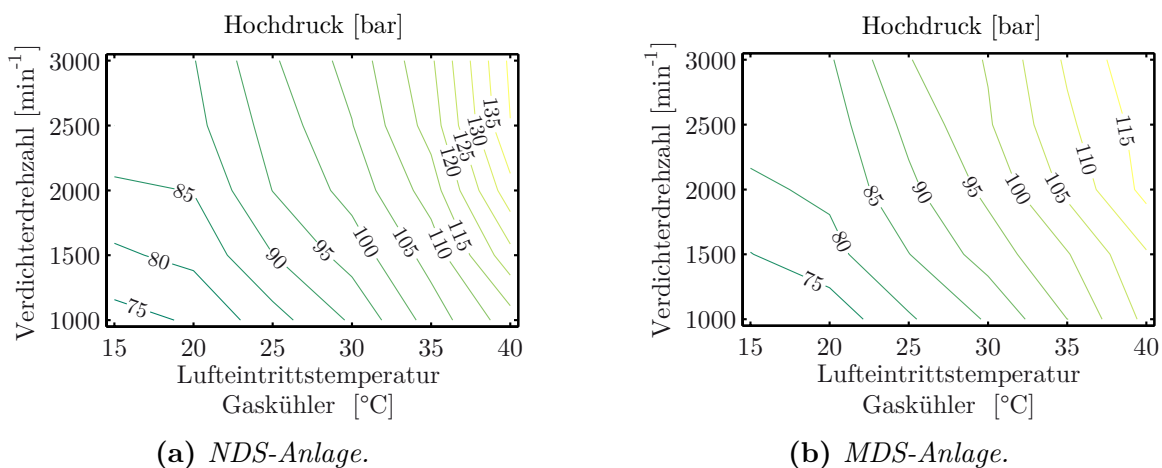
In diesem Abschnitt wird die Hochdruckadaption in Orientierung auf eine Maximierung der Kälteleistungszahl beschrieben. Die nachfolgenden Darstellungen basieren dazu auf der zuvor beschriebenen NDS- und MDS-Anlage, s. Abbildung 7.1. Für die Bestimmung des optimalen Kältemittelhochdrucks wird an dieser Stelle eine zusätzliche Kälteleistungszahl  $COP_{optHD}$  definiert.

Die Drehzahl der Gaskühlergebläse wird im R-744-Referenzsystem unter anderem durch den Hochdruck gesteuert, s. Kapitel 2.6. Der sich dabei einstellende Luftvolumenstrom beeinflusst den Hochdruck. Infolge dieses Zusammenhanges von Gaskühlergebläsesteuerung und Hochdruck wird an dieser Stelle die aufzuwendende Leistung für die Berechnung des zu optimierenden  $COP_{optHD}$  aus der Summe von Verdichterleistung sowie Gaskühler-Gebläseleistung bestimmt, s. Tabelle 7.1.

**Tabelle 7.1.:** Definition Kälteleistungszahl zur allgemeinen Bewertung der Kreislauffeffizienz nach Tabelle 3.1 und als Optimierungsgröße zur Bestimmung optimaler Hochdruckwerte.

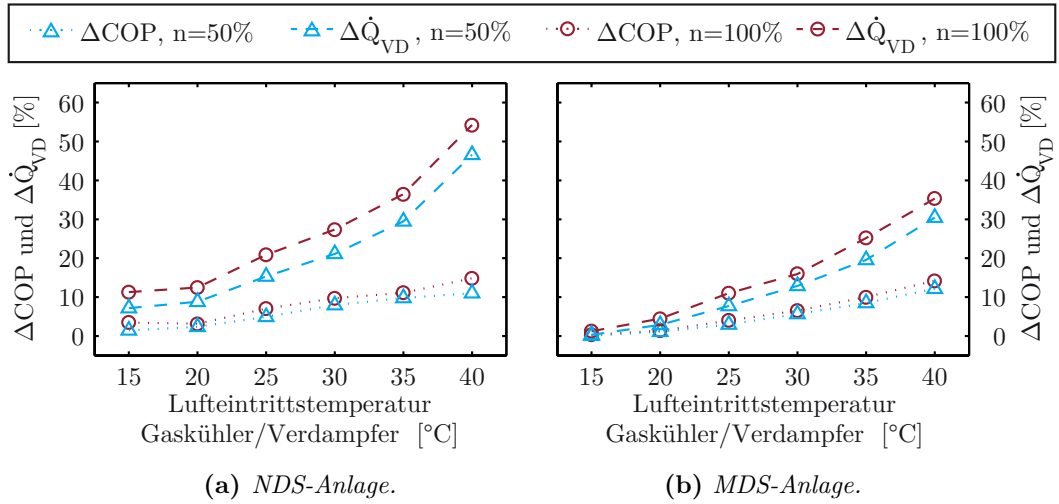
$COP$ als Bewertungsgröße (s. Kapitel 3)	$COP_{optHD}$ als Optimierungsgröße
$\frac{\dot{Q}_{VD}}{P_{Welle, Verdichter}}$	$\frac{\dot{Q}_{VD}}{P_{Welle, Verdichter} + P_{Gebläse, Gaskühler}}$

Für die kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption bzw. der Hochdruckregelung für eine Maximierung der Kälteleistungszahl  $COP_{optHD}$  werden auf Grundlage der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte Optimierungsberechnungen durchgeführt. Dazu werden in den Simulationsmodellen der NDS- und MDS-Anlage aus Abbildung 7.1 die Ventilquerschnitte der Hochdruckregelventile variiert und in Abhängigkeit des maximalen  $COP_{optHD}$  der Kältemittelhochdruck bestimmt. Die Ergebnisse dieser Optimierungsberechnungen sind in Abbildung 7.2 und Abbildung 7.3 dargestellt. Abbildung 7.2 zeigt hier mittlere optimale Hochdruckwerte in Abhängigkeit der Verdichterdrehzahl und Lufttemperatur für die NDS- und MDS-Anlage. Die dargestellten Hochdruckwerte sind dabei über die Drehzahlvariation der Verdampferlüfter aus Tabelle 6.1 gemittelt.



**Abbildung 7.2.:** Kältemittelhochdrücke für maximalen  $COP_{optHD}$ : a) einstufige Entspannung mit Niederdrucksammler (NDS-Anlage) und b) zweistufige Entspannung mit Mitteldrucksammler (MDS-Anlage).

In Abbildung 7.3 sind die potenziellen Verbesserungen der kälteleistungszahlorientierten Hochdruckadaption für die NDS- und MDS-Anlage dargestellt. Aufgetragen ist die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  sowie die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  in Bezug auf den R-744-Referenzkreislauf. Die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  berechnet sich dazu analog zur relativen Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ . Die Ergebnisse in Abbildung 7.3 zeigen, dass für die NDS- und MDS-Anlage vergleichbare Verbesserungen der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  erzielt werden. Gleichzeitig weisen die Verbesserungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  für die NDS- und MDS-Anlage wesentliche Unterschiede auf. Diese Unterschiede werden hier maßgeblich durch die Überhitzungsregelung in der MDS-Anlage hervorgerufen.



**Abbildung 7.3.:** Kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption: Relative Änderungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  sowie relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  für maximalen  $COP_{optHD}$  in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf (Werte sind über die Drehzahlvariation des Verdichters aus Tabelle 6.1 gemittelt, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast).

Für die leistungszahlorientierte Hochdruckadaption auf Basis der NDS- und MDS-Anlage wurden die nachfolgenden Betriebsstrategien für die Gesamtfahrzeugsimulation entworfen. Während der überkritischen Kältemittelkühlung wird der Hochdruck (Regelgröße) mit einem herkömmlichen PI-Regler durch Verstellen des Ventilquerschnitts (Stellgröße) der Hochdruckregelventile der NDS- sowie der MDS-Anlage geregelt. Für die Sollwert-Vorgabe werden aus den oben bestimmten Werten der optimalen Kältemittelhochdrücke für den maximalen  $COP_{optHD}$  Soll-Hochdruckkennfelder in Abhängigkeit der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte erstellt, vergleichbar zu Abbildung 7.2. Die Lufttemperatur entspricht dabei der Umgebungslufttemperatur.

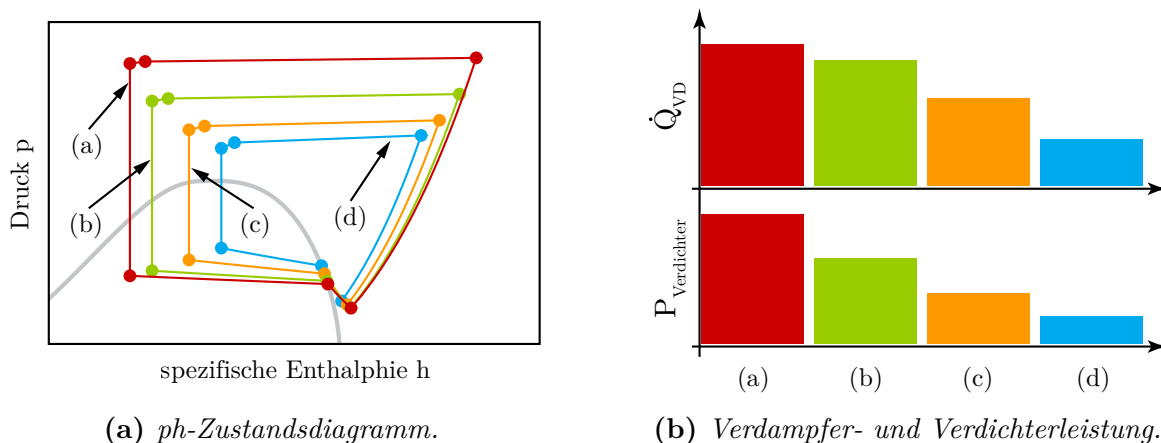
Sofern die Prozessführung subkritisch verläuft, wird die gerade beschriebene Hochdruckregelung ausgesetzt. Für die NDS-Anlage wird in diesem Fall der effektive Ventilquerschnitt des Hochdruckventils auf einen konstanten Wert von  $A_{eff}=1,086 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$  gesetzt. Dieser Wert resultiert aus den oben durchgeführten Optimierungsberechnungen. Die NDS-Anlage folgt dabei einer Kreislaufverschaltung mit Kapillarrohr, welche selbstregulierend über einen weiten Einsatzbereich die Kältemittelunterkühlung gewährleistet, s. Raiser [2005], Lemke u. a. [2005]. Die MDS-Anlage wechselt während des subkritischen Betriebs in die Unterkühlungsregelung, wobei die Soll-Unterkühlung mit einem konstanten Wert von  $\Delta T=4 \text{ K}$  vorgegeben wird. Dieser Wert resultiert aus den oben durchgeführten Optimierungsberechnungen mit der MDS-Anlage.

Weiterhin wird bei hohen Umgebungstemperaturen die Soll-Hochdruckvorgabe für die NDS-Anlage auf den maximal zulässigen Hochdruck des R-744-Referenzsystems begrenzt, s. Tabelle 2.5 in Kapitel 2.6. Damit soll ein frühzeitiges Abschalten des Kreislaufes aufgrund der im Klimareglermodell implementierten Hochdruckbegrenzung vermieden werden.

### 7.2.3. Verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption

Nachfolgend wird das Konzept der verdampferleistungsorientierten Hochdruckadaption erläutert sowie die Betriebsstrategie für die Untersuchung dieser Hochdruckadaption beschrieben.

Der Grundgedanke der verdampferleistungsorientierten Hochdruckadaption ist eine bedarfsorientierte Klimakälteproduktion mit einer vorzugsweise reduzierten Verdichterleistung, s. Kossel [2011]. Abbildung 7.4 veranschaulicht dazu das Prinzip anhand einer exemplarischen Variation der Hochdruckventilöffnung am Beispiel der NDS-Anlage. Entsprechend der gezielten Änderung des Ventilquerschnitts wird der Hochdruck angehoben oder abgesenkt. Infolge verändern sich die Prozesszustände und resultierend die Verdampferleistung. Neben der veränderten Verdampferleistung ändert sich gleichzeitig die Verdichterleistung, wodurch zusätzlich etwaige Vorteile für den Kraftstoffverbrauch hervorgehen können.



**Abbildung 7.4.:** Exemplarische Variation des Ventilquerschnitts (Hochdruckregelventil) im R-744-Kreislaufmodell mit einstufiger Entspannung und Niederdrucksammler (NDS-Anlage). Ventilöffnung von (a) nach (d) ansteigend.

Konzeptionell erfolgt die verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption durch eine Raumtemperaturregelung. Die Raumtemperaturregelung bestimmt den Kühlbedarf in dessen Abhängigkeit der Ventilquerschnitt (Stellgröße) des Hochdruckventils verstellt und folglich die Verdampferleistung verändert wird. Dementsprechend wird im Simulationsmodell eine Innenraumtemperaturregelung auf Basis eines konventionellen PI-Reglers implementiert. Zusätzlich wird neben der Temperaturregelung eine Hochdruckbegrenzung auf den maximal zulässigen Hochdruck des R-744-Referenzsystems vorgesehen. Somit soll ein frühzeitiges Abschalten des Kreislaufes aufgrund der im Klimareglermodell (s. Kapitel 2.6) implementierten Hochdruckbegrenzung vermieden werden. Damit weiterhin die Innenraumtemperaturregelung nicht ungewollt durch die Regelung der Innenraumtemperatur auf Basis der Gegenheizstrategie (s. Kapitel 2.6) gestört wird, wird der Sollwert für die Gegenheizungsregelung um  $\Delta T=0,25K$  abgesenkt. Diese Betriebsstrategie wird für die Untersuchung sowohl mit der NDS- als auch mit der MDS-Anlage angewendet.

### 7.3. Berechnungsergebnisse

Nachstehend werden die Berechnungsergebnisse der kälteleistungszahlorientierten und verdampferleistungsorientierten Hochdruckadaption auf Basis der NDS- und MDS-Anlage vorgestellt. Zur Darstellung der Effekte aus den untersuchten Hochdruckadaptionen sind in Abbildung 7.5 und Abbildung 7.6 die Kälteleistungszahl  $COP$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  bezogen auf die Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  des R-744-Referenzsystems aus Kapitel 3.1 für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München, Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur aufgetragen.

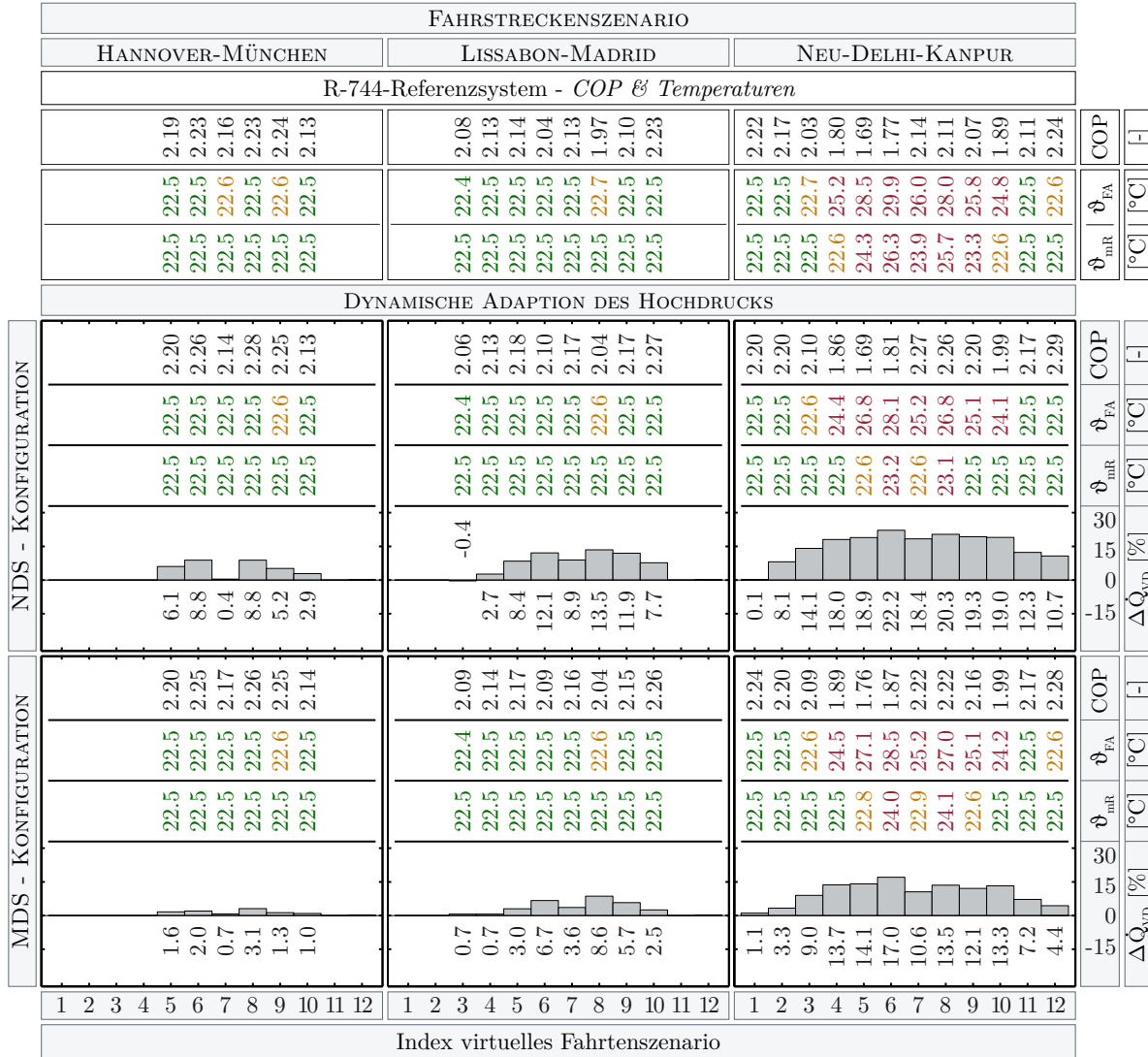
In Abbildung 7.5 sind die Berechnungsergebnisse der kälteleistungszahlorientierten  $COP_{optHD}$  Hochdruckadaption aus Abschnitt 7.2.2 dargestellt. Dabei zeigt sich deutlich, dass die Verbesserung der Verdampferleistung für die NDS-Anlage weitaus höher als mit der MDS-Anlage ist. Im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur beträgt die durchschnittliche Verbesserung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  mit der NDS-Anlage um 15,1% und mit der MDS-Anlage um 9,9%. Daneben sind die Kälteleistungszahlen  $COP$  der NDS- und MDS-Anlage durchgehend vergleichbar.

Die Ergebnisse in Abbildung 7.5 verdeutlichen, dass die Verbesserung der Verdampferleistung gleichzeitig mit steigender Umgebungstemperatur zunimmt. Für die moderaten Umgebungsbedingungen im Fahrstreckenszenario Hannover-München zeigt die Betriebsstrategie der kälteleistungszahlorientierten Hochdruckadaption im Vergleich zum R-744-Referenzsystem keine wesentlichen Vorteile, vgl. Tabelle 3.3 in Kapitel 3. Demgegenüber sind im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur erhebliche Verbesserungen der Verdampferleistung zu beobachten. Somit ist die kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption für den Einsatz in extremen Umgebungsbedingungen vorteilhafter zu bewerten.

Die Berechnungsergebnisse der verdampferleistungsorientierten Hochdruckadaption aus Abschnitt 7.2.3 sind in Abbildung 7.6 dargestellt. Der Vergleich von NDS- und MDS-Anlage zeigt dabei ein sehr unterschiedliches Verhalten. Ausgehend von den Berechnungsergebnissen aus Kapitel 4.3 sollte auf Grundlage der hier implementierten Betriebsstrategie die Verdampferleistung im Fahrstreckenszenario Hannover-München durchgehend verringert werden. Die NDS-Anlage zeigt dieses Verhalten, wobei die MDS-Anlage ein vollständig entgegengesetztes Verhalten aufweist. Entsprechend der Entkoppelung von Hoch- und Niederdruck durch den integrierten Mitteldrucksammler sowie der weiterhin vorhandenen Überhitzungsregelung kann die Hochdruckadaption die Verdampferleistung in der MDS-Anlage nur geringfügig beeinflussen. Somit ist die NDS-Anlage die zielführendere Kreislauf-topologie zur verdampferleistungsorientierten Hochdruckadaption.

Im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen der Förderleistungsadaption aus Kapitel 4.3 ist die Absenkung der Verdampferleistung mit der verdampferleistungsorientierten Hochdruckadaption für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München sowie Lissabon-Madrid lediglich minimal. Gleichzeitig sinkt der  $COP$ , wodurch die Kreislauffizienz erheblich abnimmt. Dabei ist der Einfluss der verringerten Verdichterleistung auf den Kraftstoffverbrauch mit durchschnittlich um  $\varnothing\Delta B_S = -0,17\%$  (in Bezug auf R-744 Referenzsystem) sehr gering.

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass die Kreislauf-topologie der NDS-Anlage im Vergleich zur MDS-Anlage sowohl für die kälteleistungszahlorientierte als auch für die verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption vorteilhafter ist. Im Vergleich zum R-744 Referenzsystem sind hier wesentliche Verbesserungen der Verdampferleistung allein für sehr warme Umgebungsbedingungen möglich. Daneben haben sich für die untersuchten Szenarien keine weiteren signifikanten Vorteile ergeben.



**Abbildung 7.5.:** Berechnungsergebnisse der kälteleistungszahlorientierten ( $COP_{optHD}$ ) Hochdruckadaption für die R-744-Kreislauftopologie mit einstufiger Entspannung und Niederdrucksammler (NDS-Anlage) sowie mit zweistufiger Entspannung mit Mitteldrucksammler (MDS-Anlage): Dargestellt ist die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ , die Kälteleistungszahl COP, die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  sowie die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ .







## 8. Kältemittelentspannung mit Ejektor

Die irreversible Kältemittelentspannung birgt im Kaltdampfprozess das größte Potenzial zur Effizienzverbesserung, s. Lorentzen [1983]. Hierzu zeigt zum Beispiel der Vergleich bei Lucas [2015] sowie Elbel u. Lawrence [2016], dass diese Entspannungsverluste für das Kältemittel R-744 erheblich höher als für das Kältemittel R-134a sind. Somit ist die Reduktion der Entspannungsverluste für das Kältemittel R-744 wesentlich vorteilhafter als für das Kältemittel R-134a, s. Lawrence u. Elbel [2015]. Eine passende Lösung zur Reduktion und teilweisen Rückgewinnung der hohen Entspannungsverluste im R-744-Kaltdampfprozess ist der Einsatz eines Ejektors, s. Li [2006], Elbel [2007], Lucas [2015]. Neben der Reduktion von Entspannungsverlusten führt die Anordnung mit Ejektor weiterhin zur Verbesserung der Verdampferleistung, wodurch zusätzlich die Kreislaufeffizienz verbessert wird, s. Fiorenzano [2010], Tischendorf [2013], Lawrence u. Elbel [2016].

Entsprechend den gerade erwähnten sowie vom Autor in Voruntersuchungen bestimmten Vorteilen für die Omnibusklimatisierung (s. Kaiser u. a. [2012c, 2015]) wird in diesem Kapitel die Kältemittelentspannung mit Ejektor im R-744-Klimakältekreislauf untersucht. Beginnend wird dazu der Stand von Wissenschaft und Technik zum Einsatz des Ejektors in Klimakältekreisläufen für die Omnibusanwendung dargestellt. Darauffolgend werden die Integration des Ejektors in den R-744-Referenzkreislauf spezifiziert und abschließend die Berechnungsergebnisse vorgestellt.

### 8.1. Ejektorsysteme für die Omnibusanwendung

In diesem Abschnitt werden Arbeiten vorgestellt, welche den Einsatz des Ejektors in Kompressionskaltdampf-Anlagen zur Klimakälteproduktion im Omnibus untersuchen. Grundlegendes Unterscheidungsmerkmal dieser Arbeiten ist das Kältemittel, wobei Raabe [2011] und Tischendorf [2013] die Verwendung des Ejektors in einem R-744-System und Ünal u. Yilmaz [2015] sowie Ünal [2015] die Verwendung des Ejektors in einem R-134a-System untersuchen.

In den Arbeiten von Raabe [2011] und Tischendorf [2013] wird die generelle Möglichkeit zur Ejektorintegration in den R-744-Klimakältekreislauf untersucht. Hierbei wird das Vergleichssystem durch ein Ein-Verdampfer-Kreislauf mit Expansionsventil und ohne internen Wärmeübertrager beschrieben. Daneben wird zur weiteren Betrachtung eines Frontbox-Verdampfers die Kreislauf-topologie des Vergleichssystems um ein zweites Expansionsventil und um einen zweiten kleineren Verdampfer erweitert. Die Leistung dieses kleineren Verdampfers wird durch ein exemplarisches Leistungsverhältnis in Bezug auf den Verdampfer des Vergleichssystems ausgelegt. Von diesen beiden Kreislauf-topologien werden anschließend vier Kreislauf-topologien mit Ejektorintegration abgeleitet. Die Zwei-Verdampfer-Systeme konzentrieren sich dabei hauptsächlich auf Kreislauf-topologien in denen der größere Aufdach-Verdampfer im Mitteldruck zwischen Ejektor und Abscheider und der kleinere Frontbox-Verdampfer im Niederdruck, saugseitig des Ejektors, installiert ist. Wesentliches Unterscheidungsmerkmal dieser vier abgeleiteten Ejektorkreisläufe ist die Luftführung durch die Verdampfer, welche überwiegend seriell durch den Aufdach-Verdampfer und anschließend durch den Frontbox-Verdampfer erfolgt. Aufgrund dieser überwiegend seriellen Luftführung durch die Verdampfer wird die herkömmliche Anordnung der Anlagenkomponenten im Fahrzeug verändert und der ursprüngliche Frontbox-Verdampfer in die Aufdachanlage verschoben. Die Bewertung der von Raabe [2011] und Tischendorf [2013] untersuchten Ejektorsysteme erfolgt auf Basis von zwei stationären Betriebspunkten mit zusätzlicher Unterteilung hinsichtlich eines Mischluftbetriebs. Auf Basis des Zwei-Verdampfer-Ejektor-Systems konnten Verbesserungen für die Kälteleistungszahl

um 3,6% und für die Verdampferleistung um 5% bestimmt werden.

Die Untersuchungen zur Entspannung mit Ejektor in einem R-134a-Klimakältekreislauf werden bei Ünal u. Yilmaz [2015] sowie Ünal [2015] vorgestellt. Die Kreislauftopologie des Vergleichssystems ist dabei sehr ähnlich dem des R-134a-Referenzsystems aus Kapitel 2.1. Wesentlicher Unterschied ist der nicht vorgesehene Frontbox-Verdampfer. Für die Ejektorintegration wird hier eine Kreislauftopologie dargelegt, in welcher der Ejektor und parallel ein Expansionsventil stromabwärts nach dem Hochdrucksammler installiert sind. Im Mitteldruck zwischen Ejektorausstritt und Verdichtersaugseite sind zwei parallele Verdampfer und zwischen Expansionsventil und Ejektorsaugseite zwei weitere parallele Verdampfer verbaut. Die Luft wird vergleichbar zu Raabe [2011] und Tischendorf [2013] zunächst durch den Verdampfer im Mitteldruck und anschließend durch den Verdampfer im Saugdruck des Ejektors gekühlt. Weiterhin wurden in den Untersuchungen Ejektorgeometrien für zwei unterschiedlich leistungsstarke Anlagen ausgelegt und sowohl numerisch als auch experimentell untersucht. Dabei konnte in den experimentellen Untersuchungen bei gleichbleibender Verdampferleistung in Bezug auf das Vergleichssystem eine durchschnittliche Verbesserung des  $COPs$  um 8% nachgewiesen werden.

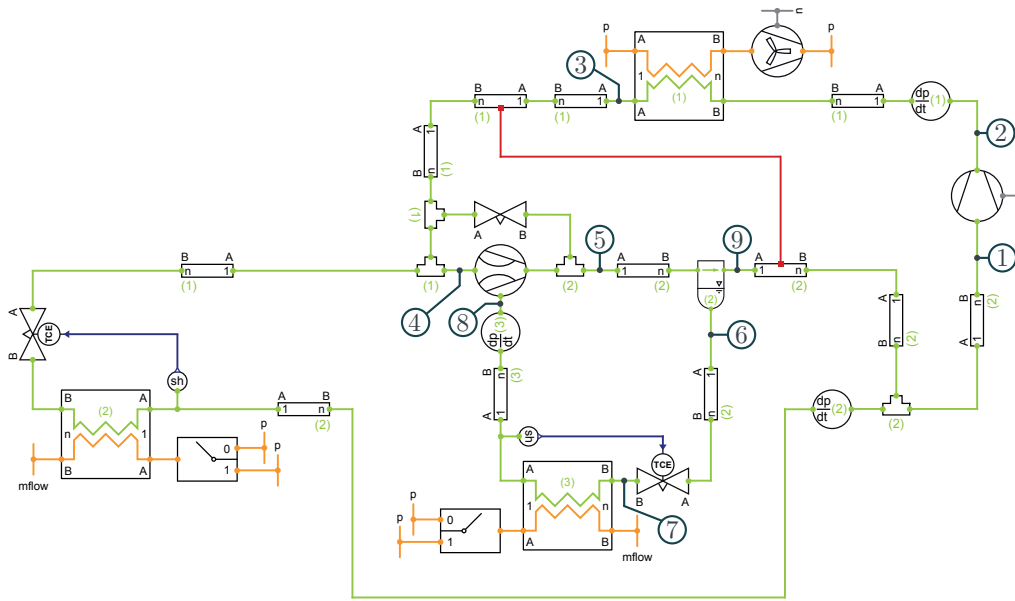
Entsprechend dem einleitend erwähnten vorteilhaften Einsatz des Ejektors für das Kältemittel R-744, beschränken sich die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit zur Kältemittelentspannung mit Ejektor auf den R-744-Klimakältekreislauf. Im Vergleich zu den Arbeiten von Raabe [2011] und Tischendorf [2013] wird dazu das Vergleichssystem durch den derzeit aktuellen Stand der Technik in der Omnibusklimatisierung mit dem Kältemittel R-744 beschrieben, s. Kapitel 2.2. Weiterhin grenzen sich die nachfolgenden Untersuchungen durch die nicht veränderte Anordnung der Anlagenkomponenten im Fahrzeug sowie durch die Bewertung mit sehr umfangreichen und realistischen Fahrten nachempfundenen Einsatzszenarien ab.

## 8.2. Auswahl und Spezifikation des zu untersuchenden Ejektorkreislaufes

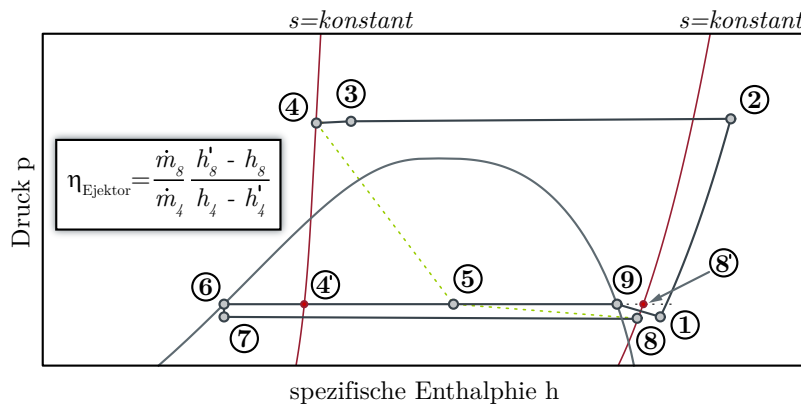
In diesem Abschnitt werden verschiedene Kreislauftopologien für die Ejektorintegration in den R-744-Klimakältekreislauf aus Kapitel 2.2 vorgestellt und eine Topologievariante für die weiterführende Bewertung gewählt. Hierzu werden zunächst folgende Prämissen definiert: Die Untersuchung soll grundlegend auf dem unregulierten Ejektor mit festen Treibdüsenquerschnitt beruhen. Darüber hinaus wird der Betrieb mit parallelen Ejektoren (s. Hafner u. a. [2012, 2014]) nicht betrachtet. Weiterhin soll die Anordnung der Komponenten des Klimatisierungssystems im Fahrzeug (s. Abbildung 1.3) nicht verändert werden. Ebenso sollen keine Änderungen an Wärmeübertragungsflächen oder Strömungsquerschnitten vorgenommen werden und das Kältemittel soll zwischen Ejektor und Abscheider keiner Verdampfung unterliegen. Unter Beachtung dieser Vorgaben wurden die in Abbildung 8.1a und Abbildung 8.2 dargestellten Topologievarianten entworfen. Das in diesen Kreislaufmodellen verwendete Ejektormodell ist aus der Komponentenbibliothek TIL Suite [2016] entnommen und beschreibt ein effizienzbasiertes Ejektormodell mit festem Treibdüsenquerschnitt. Die Berechnung des Treibmassenstroms basiert hier auf der Korrektur nach Brennen [2005] für eine Zweiphasenströmung mit Berücksichtigung der Schallgeschwindigkeit. Daneben wird der Saugmassenstrom auf Grundlage der von Köhler u. a. [2007] vorgestellten Definition der Ejektoreffizienz berechnet, s. Abbildung 8.1b.

Die abschließende Auswahl der Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) aus den unterschiedlichen Topologievarianten (s. Abbildung 8.1a und Abbildung 8.2) basiert auf einer vergleichenden

Gegenüberstellung erzielbarer Verbesserungspotenziale von Kälteleistungszahl und Verdampferleistung auf Grundlage optimierter Treibdüsenquerschnitte. Hierzu wurden, auf Basis der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte, für alle Ejektorkreislauf-Topologievarianten die optimalen Treibdüsenquerschnitte berechnet. Im Simulationsmodell wurde dazu der Treibdüsenquerschnitt des Ejektors variiert und in Abhängigkeit der maximalen Kälteleistungszahl  $COP$  der Treibdüsenquerschnitt bestimmt. Dabei wurden im Ejektormodell, in Anlehnung an die experimentellen Ergebnisse von Lucas [2015], zwei Ejektoreffizienzen von  $\eta=0,15$  und  $\eta=0,30$  betrachtet. Die Ergebnisse dieser Optimierungsberechnungen wurden anschließend bezüglich der Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und der Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Bezug auf den R-744-Referenzkreislauf verglichen und resultierend die Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) als geeignetste Topologievariante bestimmt und gewählt.



(a) Topologie des R-744-Ejektorkreislaufmodells.



(b) Ejektorkreislauf im  $ph$ -Zustandsdiagramm.

**Abbildung 8.1.:** Ejektorkreislauf-Topologievariante (a). Oben: Gewählte Kreislauftopologie zur Untersuchung der Ejektorintegration im R-744-Klimakältekreislauf. Aufdach-Verdampfer ist saugseitig des Ejektors installiert, Frontbox-Verdampfer konventionell angeschlossen. Parallel zum Ejektor ist zusätzlich ein Bypass-Ventil zur Hochdruckbegrenzung integriert (ebenso als Regeleinrichtung verwendbar). Unten: Ejektorkreislauf im  $ph$ -Zustandsdiagramm für einen stationären Betriebspunkt sowie gewählte Definition der Ejektoreffizienz nach Köhler u. a. [2007] für die Ejektormodellbeschreibung (dargestellt ist der Aufdach-Verdampferteilkreislauf, Frontbox-Verdampferteilkreislauf ist nicht in  $ph$ -Zustandsdiagramm eingetragen).

## 8.2. AUSWAHL UND SPEZIFIKATION DES ZU UNTERSUCHENDEN EJEKTORKREISLAUFES

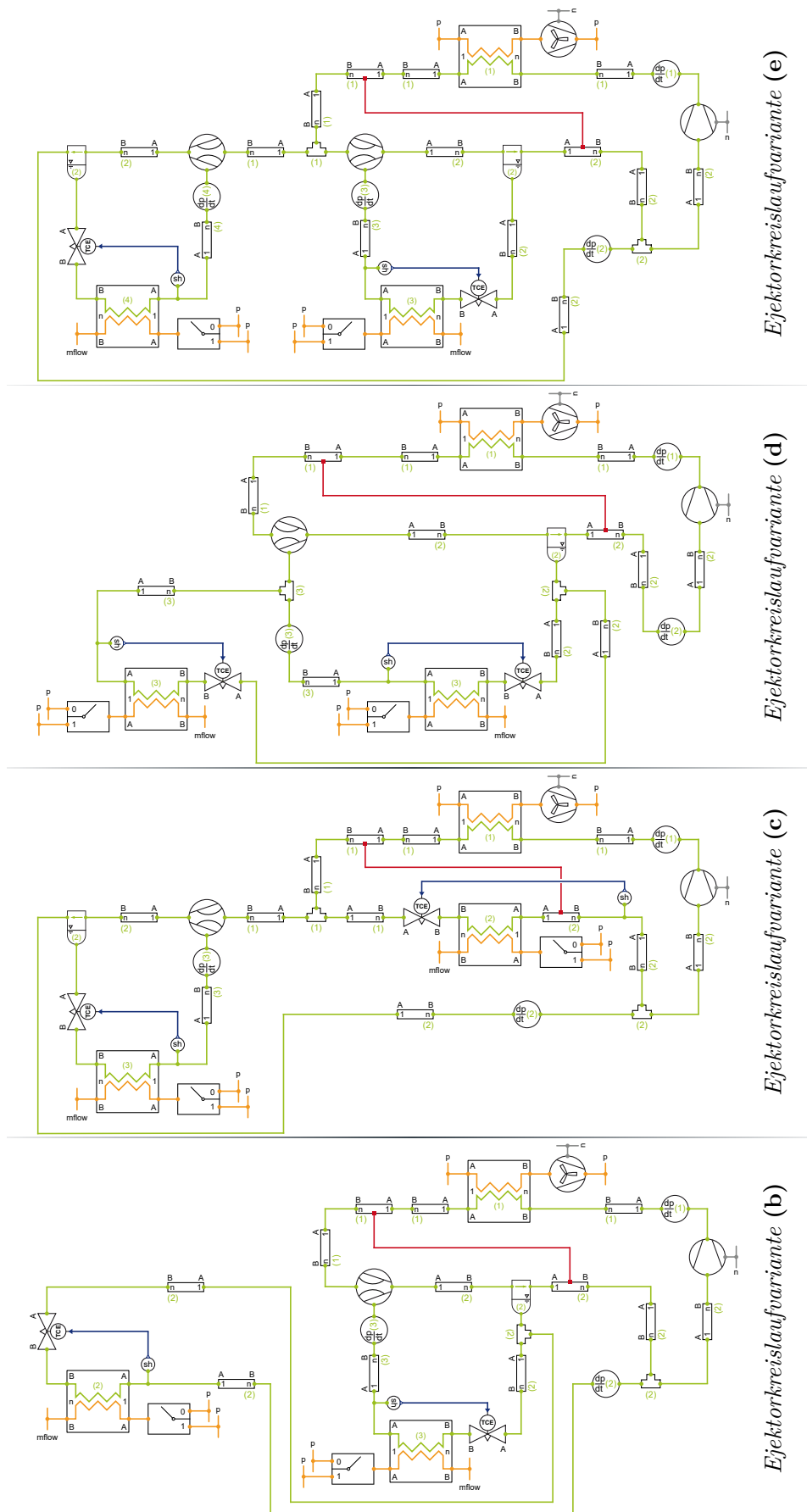
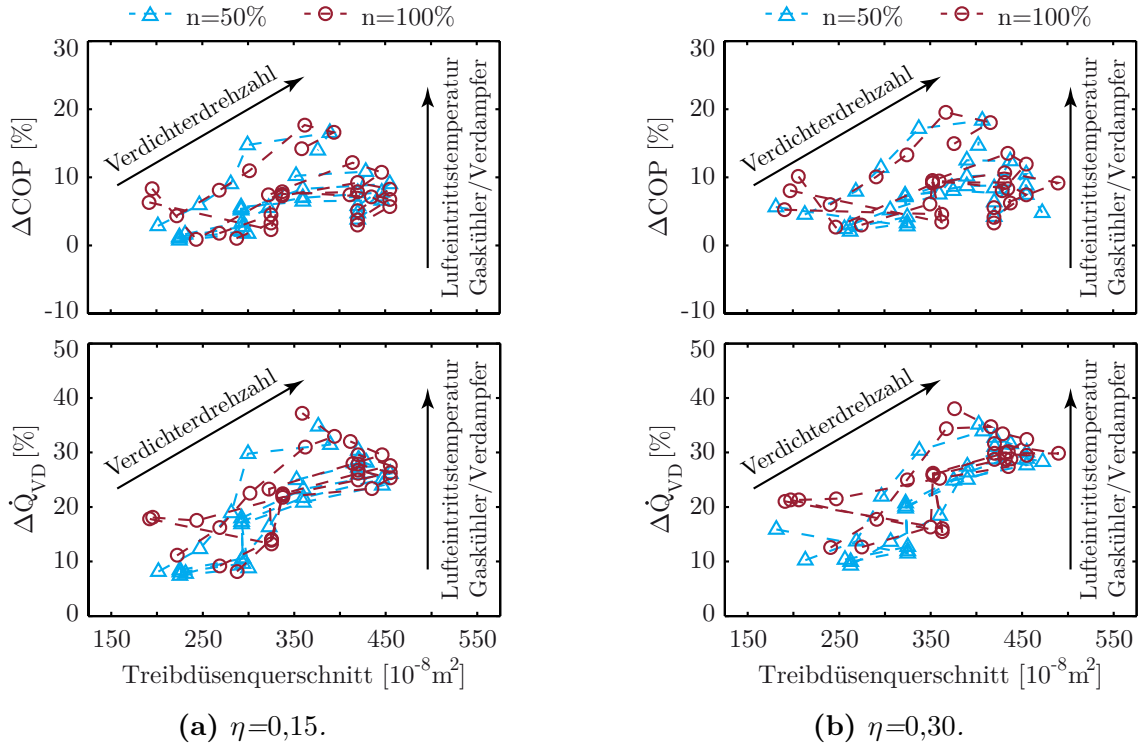


Abbildung 8.2.: Ejektorkreislauf-Topologievarianten (b) bis (e) zur Ejektorintegration in den R-744-Referenz-Klimakältekreislauf.

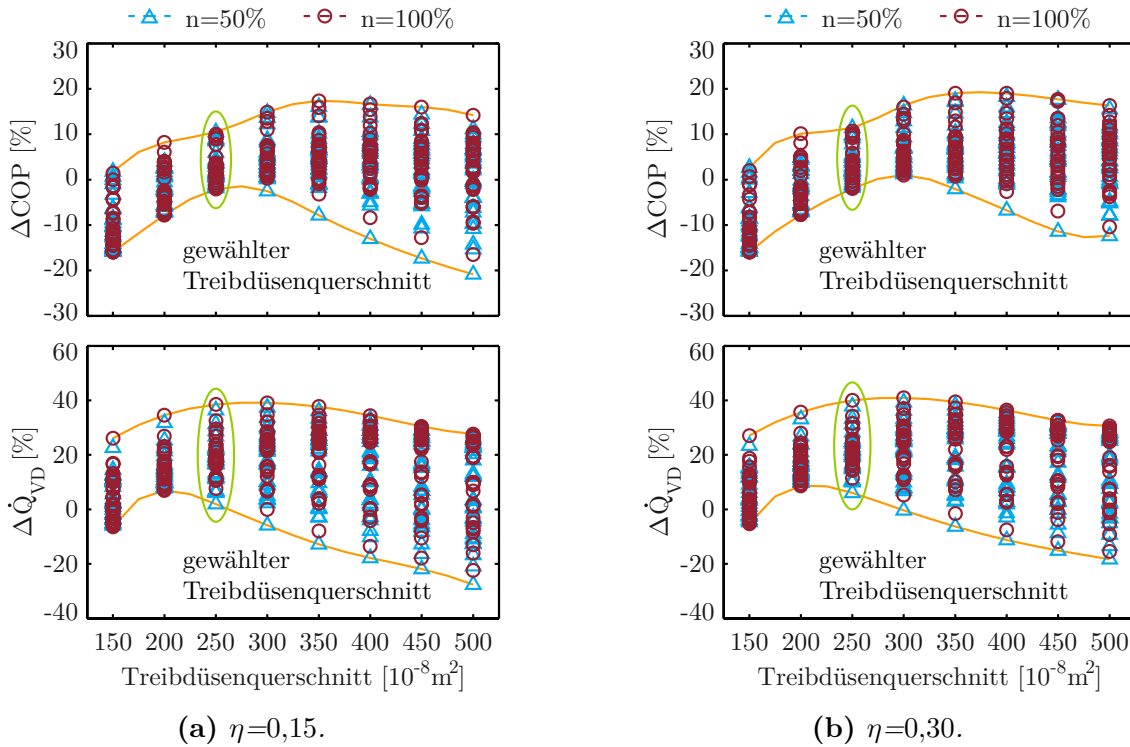
Der zuvor erwähnte Vergleich der Topologievarianten aus Abbildung 8.1a und Abbildung 8.2 zeigt, dass die Topologievarianten (a) und (b) ähnliche Verbesserungspotenziale von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  aufweisen. In einer detaillierten Betrachtung der Frontbox-Verdampferleistung können jedoch mit der Topologievariante (a) und bei hohen Umgebungstemperaturen wesentlich höhere Verdampferleistungen gegenüber Topologievariante (b) erzielt werden. Unter Berücksichtigung der Berechnungsergebnisse des Referenzsystems aus Kapitel 3.1, insbesondere der Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ , ist daher die höhere Leistung des Frontbox-Verdampfers der Topologievariante (a) zu bevorzugen. Die Ergebnisse aus den Optimierungsberechnungen für die Topologievariante (c) zeigen nur für die Ejektoreffizienz von  $\eta=0,30$  potenzielle Verbesserungen hinsichtlich Frontbox- und Aufdach-Verdampferleistung. Für die Ejektoreffizienz von  $\eta=0,15$  geht aus den Ergebnissen der Topologievariante (c) keine Verbesserung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  hervor. Zudem sinkt die Frontbox-Verdampferleistung teilweise unterhalb der Frontbox-Verdampferleistung des Referenzsystems. Die Topologievariante (d) zeigt im Vergleich zu Topologievariante (a) ein geringeres Verbesserungspotenzial von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$ . Dieses berechnete geringere Potenzial geht zum Teil auch aus der wesentlich geringeren und überdies zum Referenzsystem gesunkenen Frontbox-Verdampferleistung hervor. Ebenso geringer sind die potenziellen Verbesserungen von Topologievariante (e) im Vergleich zur Topologievariante (a). Der Vergleich von Topologievariante (a) und (e) zeigt, dass die Frontbox-Verdampferleistung in Topologievariante (e) potenziell höher ist als in Topologievariante (a), wobei gleichwohl die Aufdach-Verdampferleistung geringer ist. Daneben zeigt ein zusätzlicher Vergleich mit Variation der Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors, dass die höheren Potenziale der Frontbox-Verdampferleistung in der Topologievariante (e) nur im Zusammenhang mit einem geregelten Ejektor erzielbar sind.



**Abbildung 8.3.:** Ejektorkreislauf-Topologievarianten (a): Relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sowie relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.

Infolge der gerade beschriebenen vergleichenden Gegenüberstellung der Topologievarianten aus Abbildung 8.1a und Abbildung 8.2 wurde die Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) für die nachfolgenden Untersuchungen gewählt. Die potenziellen Verbesserungen der Topologievariante (a), auf Basis der berechneten optimalen Treibdüsenquerschnitte, zeigt Abbildung 8.3. Die relativen Änderungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und relativen Änderungen der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sind dabei für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1 in Bezug auf den R-744-Referenzkreislauf dargestellt.

Gemäß der einleitend definierten Prämissen muss nachfolgend ein geeigneter fester Treibdüsenquerschnitt für die Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) bestimmt werden. Hierzu werden auf Grundlage der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte und einer Variation von festen Treibdüsenquerschnitten zusätzlich die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  berechnet. Die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  bestimmt sich dazu analog zur relativen Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ . Der Variationsbereich der festen Treibdüsenquerschnitte basiert auf den zuvor bestimmten optimalen Treibdüsenquerschnitten. Die Ergebnisse der Treibdüsenquerschnittsvariation zeigt Abbildung 8.4.



**Abbildung 8.4.:** Ejektorkreislauf-Topologievariante (a): Relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sowie relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Variation des Treibdüsenquerschnitts für jeweils 60 Betriebspunkte, s. Tabelle 6.1. Zusätzlich eingetragen ist der Grenzkurvenverlauf von Maxima und Minima sowie der gewählte feste Treibdüsenquerschnitt.

Für die Auswahl eines festen Treibdüsenquerschnitts werden in Abbildung 8.4 aus den Maxima- und Minimadatenpunkten von  $\Delta COP$  und  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  zunächst die Grenzkurvenverläufe bestimmt. Anschließend werden von allen Grenzkurvenverläufen jeweils die Maxima bestimmt, welche zunächst den optimalen festen Treibdüsenquerschnitt wiedergeben. Dazu werden an dieser Stelle allein die Treibdüsenquerschnitte der durchgeführten Treibdüsenvariation betrachtet.

Für die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und für beide Ejektoreffizienzen folgt aus dem oberen eingetragenen Grenzkurvenverlauf in Abbildung 8.4 ein Treibdüsenquer-



schnitt von  $A=350 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  und im unteren Grenzkurvenverlauf ein Treibdüsenquerschnitt zwischen  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  und  $A=300 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$ . In Betrachtung der relativen Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  in Abbildung 8.4 verschieben sich die Maxima der Grenzkurvenverläufe auf der oberen Grenzkurve zu  $A=300 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  und auf der unteren Grenzkurve zu  $A=200 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$ . Ein guter Kompromiss kann in diesem Zusammenhang mit der Wahl des Treibdüsenquerschnitts von  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  erzielt werden. Zum einen ist das Maximum von  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  bei  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  vergleichbar zum Maximum bei  $A=300 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$ . Zum anderen verbleibt das untere Grenzpotenzial von  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  bei  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  weiterhin im positiven Bereich, wodurch keine Abnahme der Verdampferleistung gegenüber dem Referenzsystem zu erwarten ist. Daneben ist für die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und den Treibdüsenquerschnitt von  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  eine geringere Verbesserungen abzulesen, wobei gleichwohl aber auch der Wert für  $\Delta COP$  bei  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  und  $\eta=0,15$  im unteren Grenzkurvenverlauf annähernd dem oben bestimmten Maximum zwischen  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  und  $A=300 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  entspricht. Für die Ejektoreffizienz  $\eta=0,30$  ist der Wert für  $\Delta COP$  im unteren Grenzkurvenverlauf bei  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  vergleichbar zu dem Wert bei dem oben bestimmten Treibdüsenquerschnitt von  $A=350 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$ . Somit werden im unteren Grenzkurvenverlauf keine Änderungen der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  zwischen diesen Treibdüsenquerschnitten zu erwarten sein. Dementsprechend wird der Treibdüsenquerschnitt zu  $A=250 \cdot 10^{-8} \text{m}^2$  für den unregelmäßigen Ejektor in der Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) gewählt.

Ergänzend zu dem oben diskutierten Vergleich der Ejektorkreislauf-Topologievarianten aus Abbildung 8.1a und Abbildung 8.2 sind in Anhang H die Berechnungsergebnisse bezüglich der optimierten Treibdüsenquerschnitte auf Basis der Betriebspunkte aus Tabelle 6.1 für die Topologievarianten (b) bis (e) dargestellt.

### 8.3. Berechnungsergebnisse

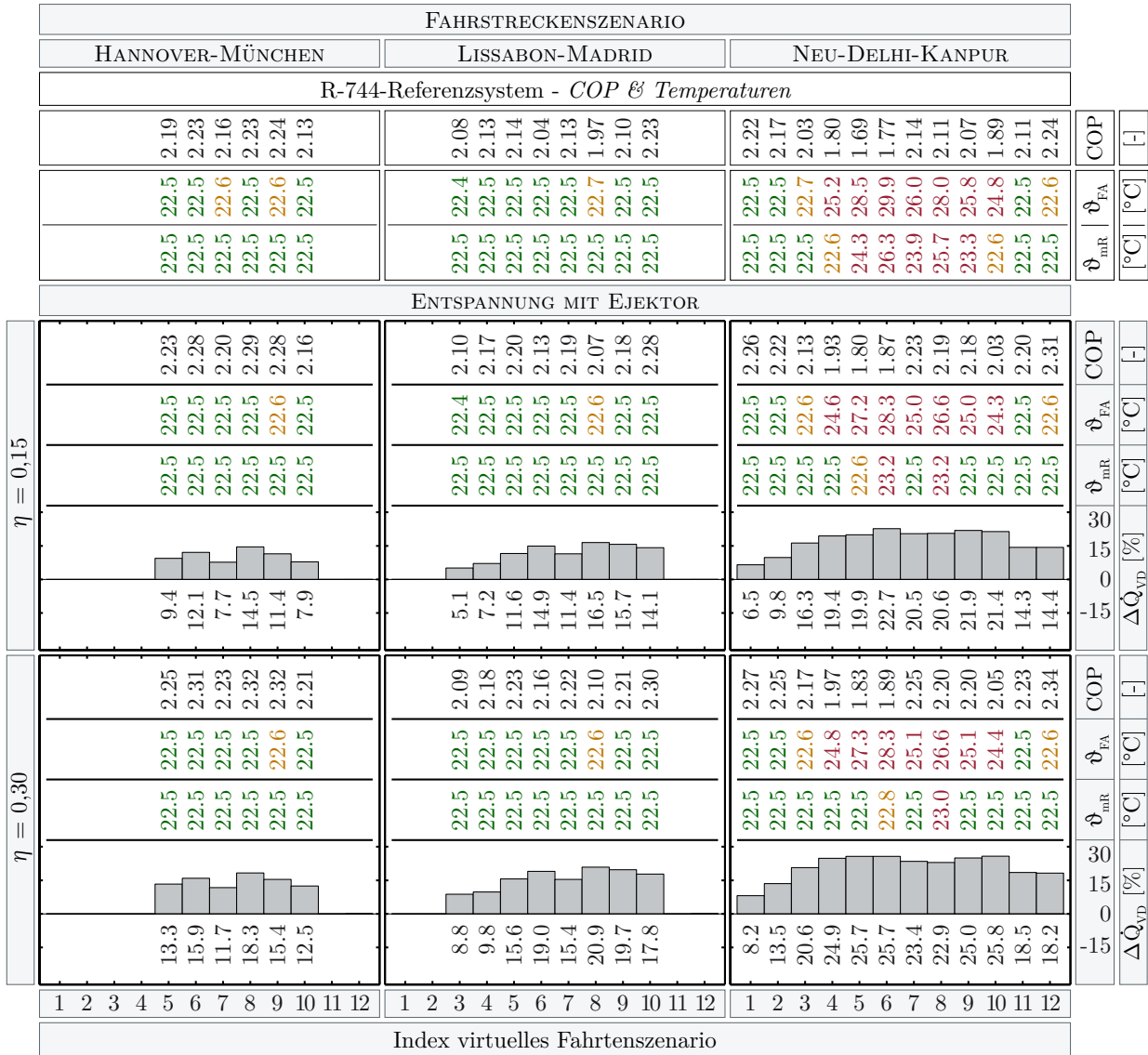
Nachstehend werden die Berechnungsergebnisse der oben gewählten Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) vorgestellt. Zur Darstellung der Effizienzverbesserung durch den Einsatz des Ejektors im R-744-Klimakältekreislauf sind in Abbildung 8.5 die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ , die Kälteleistungszahl  $COP$  sowie die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  bezogen auf die Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  des R-744-Referenzsystems aus Kapitel 3.1 für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München, Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur dargestellt.

Die Ergebnisse zeigen, dass mit der Ejektoreffizienz von  $\eta=0,15$  plausibel etwas geringere Verbesserungen bezüglich der Kälteleistungszahl  $COP$  und Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  als mit der Ejektoreffizienz von  $\eta=0,30$  erzielt werden. Gleichwohl ist festzuhalten, dass auf Grundlage beider Ejektoreffizienzen eine deutliche Verbesserung der Kälteleistungszahl  $COP$  und der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  im Vergleich zum R-744-Referenzsystem erreicht werden. Der Vorteil der Ejektorintegration in den R-744-Klimakältekreislauf zeigt sich dabei insbesondere im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur. Aufgrund der in diesem Fahrstreckenszenario auftretenden sehr hohen Umgebungstemperaturen ist der Kältemittelhochdruck wesentlich höher als in den europäischen Fahrstreckenszenarien. Dadurch sind die Entspannungsverluste grundlegend höher, wodurch der Ejektor ein höheres Potenzial zur teilweisen Rückgewinnung der Entspannungsverluste nutzen kann. Der entscheidende Vorteil des Ejektors zeigt sich dabei durch die bereits oben einleitend erwähnte Verbesserung der Verdampferleistung. Hierbei werden auf Basis der Ejektoreffizienz von  $\eta=0,30$  im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur Verbesserungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  von über 25% erreicht. Infolge verbessern sich hierdurch sowohl die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$

### 8.3. BERECHNUNGSERGEBNISSE

als auch die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ .

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass die Ejektorintegration in den R-744-Klimakältekreislauf hinsichtlich der Kälteleistungszahl und Verdampferleistung deutlich erkennbare Vorteile gegenüber dem R-744-Referenzsystem hat. Insbesondere bei hohen Umgebungstemperaturen ist die Kältemittelentspannung mit Ejektor aufgrund der teils möglichen Rückgewinnung der sehr hohen Entspannungsverluste dem Kreislaufsystem allein mit Expansionsventil vorzuziehen. In den Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid ist die Verbesserung der Verdampferleistung von geringerer Relevanz. Für diese Einsatzszenarien könnte die Integration des Ejektors mit gleichbleibender Verdampferleistung und höherer Kälteleistungszahl bzw. verringerter Verdichterwellenleistung zweckmäßigere Vorteile hervorbringen.



**Abbildung 8.5.:** Berechnungsergebnisse der Ejektorintegration mit Topologievariante (a) in den R-744-Klimakältekreislauf: Dargestellt ist die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie die Kälteleistungszahl COP.

Ergänzend zu den hier dargestellten Ergebnissen sind in Tabelle I.38 bis Tabelle I.40 unter Anhang I.5 alle Berechnungsergebnisse der Kältemittelentspannung mit Ejektor auf Basis der in Tabelle 3.1 angegebenen Bewertungsgrößen zusammengefasst.

## 9. Maßnahmen- und Konzeptsynthese

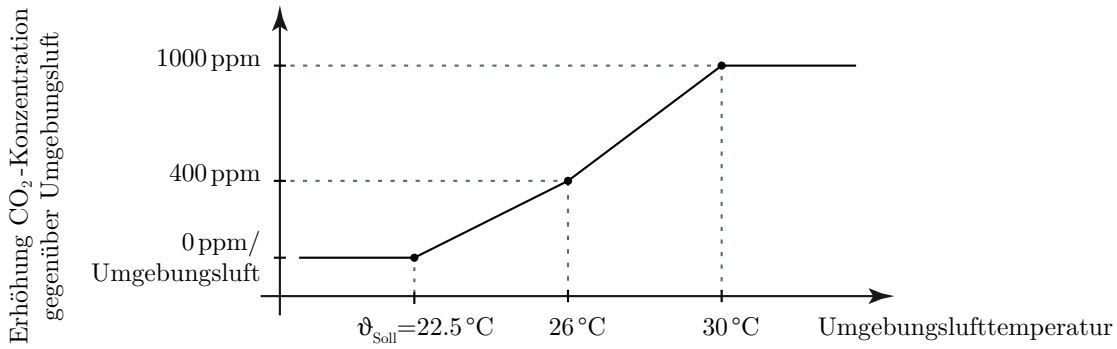
In diesem Kapitel wird die Synthese aus den zuvor einzeln untersuchten Maßnahmen und Konzepten auf Grundlage des R-134a- und des R-744-Anlagensystems untersucht. Dazu wird zur Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters die Kombination von Riemenscheibengetriebe und Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung aus Kapitel 4 sowohl für das R-134a-Anlagensystem als auch für das R-744-Anlagensystem betrachtet. Weiterhin wird zur effizienten Nutzung der Verdampferleistung die in Kapitel 5 untersuchte raumluftgüteorientierte Umluftnutzung in die Maßnahmen- und Konzeptsynthese einbezogen. Für das R-134a-Anlagensystem wird überdies die energetisch günstige Kältemittelunterkühlung auf Basis der Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur Verbesserung der Frontbox-Verdampferleistung aus Kapitel 6 in die Syntheseuntersuchung einbezogen. Für das R-744-Anlagensystem wird die Kältemittelentspannung mit Ejektor auf Basis der Ejektorkreislauf-Topologievariante (a) aus Kapitel 8 in die Syntheseuntersuchung einbezogen. Die Übersicht dieser Maßnahmen- und Konzeptsynthesen zeigt Tabelle 9.1.

**Tabelle 9.1.:** *Synthese von Maßnahmen und Konzepten für R-134a- und R-744-Anlagensystem.*

	Förderleistungs- variabilität des Kältemittelverd. s. Kapitel 4	raumluftgüte- orientierte Umlufterate s. Kapitel 5	energetisch günstige Kältemittelunterkühl. s. Kapitel 6	Kältemittel- entspannung mit Ejektor s. Kapitel 8
<b>R-134a- Synthese- system</b>	Kombination aus Riemenscheibengetr. und Sauggasabr.	Erhöhung gegenüber Umgebungsluft 400 ppm & 1000 ppm, s. Abbildung 9.1	Unterkuhlungsstr. mit Heizfunktion	—
<b>R-744- Synthese- system</b>	Kombination aus Riemenscheibengetr. und Sauggasabr.	Erhöhung gegenüber Umgebungsluft 400 ppm & 1000 ppm, s. Abbildung 9.1	—	Ejektorkreislauf- Topologievar. (a) & $\eta_{Ejektor}=0,30$

Die in Tabelle 9.1 dargestellten Maßnahmen und Konzepte bleiben für die Syntheseuntersuchung, wie in den jeweiligen Kapiteln beschrieben und spezifiziert, unverändert. Einzige Ausnahme ist die raumluftgüteorientierte Umlufterate. Für die raumluftgüteorientierte Umlufterate wird nachfolgend eine zusätzliche und neuartige Betriebsstrategie entworfen.

Nach den Berechnungsergebnissen aus Kapitel 5 wurde auf Basis der CO<sub>2</sub>-Innenraum-Grenzkonzentration von 804 ppm und 1404 ppm der Vorteil des Mischluftbetriebs allein unter der Prämisse einer geringeren Innenraumlufttemperatur gegenüber der Umgebungslufttemperatur erzielt. Gemäß diesen Ergebnissen ist eine Koppelung des Soll-Werts für die CO<sub>2</sub>-Grenzkonzentration an die Umgebungstemperatur sinnvoll. Infolgedessen wurde, entsprechend den Berechnungsergebnissen aus Kapitel 5, die in Abbildung 9.1 dargestellte Soll-Wert-Kennlinie für die raumluftgüteorientierte Umlufteratenregelung konstruiert. Diese neuartige CO<sub>2</sub>-Sollwert-Vorgabe in Abhängigkeit von der Umgebungslufttemperatur wird für die raumluftgüteorientierte Umlufteratenregelung in den nachfolgenden Syntheseuntersuchungen sowohl im R-134a- als auch im R-744-Synthesystem verwendet.



**Abbildung 9.1.:**  $\text{CO}_2$ -Sollwert-Kennlinie für die raumluftgüteorientierte Umluftratenregelung in Abhängigkeit der Umgebungslufttemperatur (untere Sockeltemperatur entspricht Soll-Innenraumtemperatur).

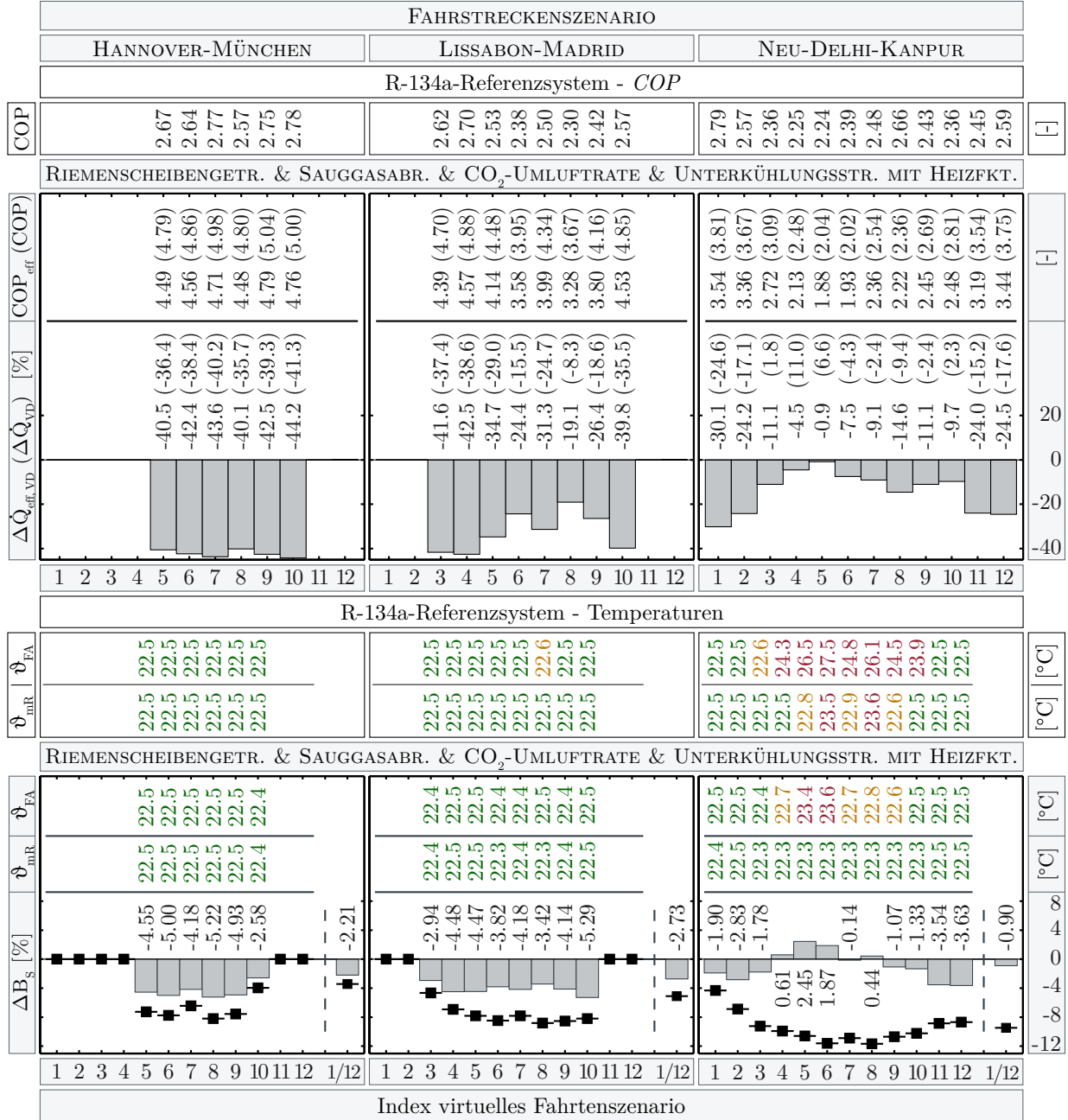
## 9.1. Berechnungsergebnisse

Nachstehend werden die Berechnungsergebnisse des R-134a- und des R-744-Synthesystems für die Fahrstreckenszenarien Hannover-München, Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur vorgestellt. Hierzu sind in Abbildung 9.2 und Abbildung 9.3 die Kälteleistungszahl  $COP$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  sowie die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  bezogen auf die Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  und den Kraftstoffverbrauch  $B_S$  der jeweiligen Referenzsysteme aus Kapitel 3.1 dargestellt. Daneben werden in Abbildung 9.2 für das R-134a-Synthesystem die in Kapitel 6 eingeführte summierte effektive Kälteleistung  $\Delta\dot{Q}_{eff,VD}$  und die darauf basierende effektive Kälteleistungszahl  $COP_{eff}$  dargestellt.

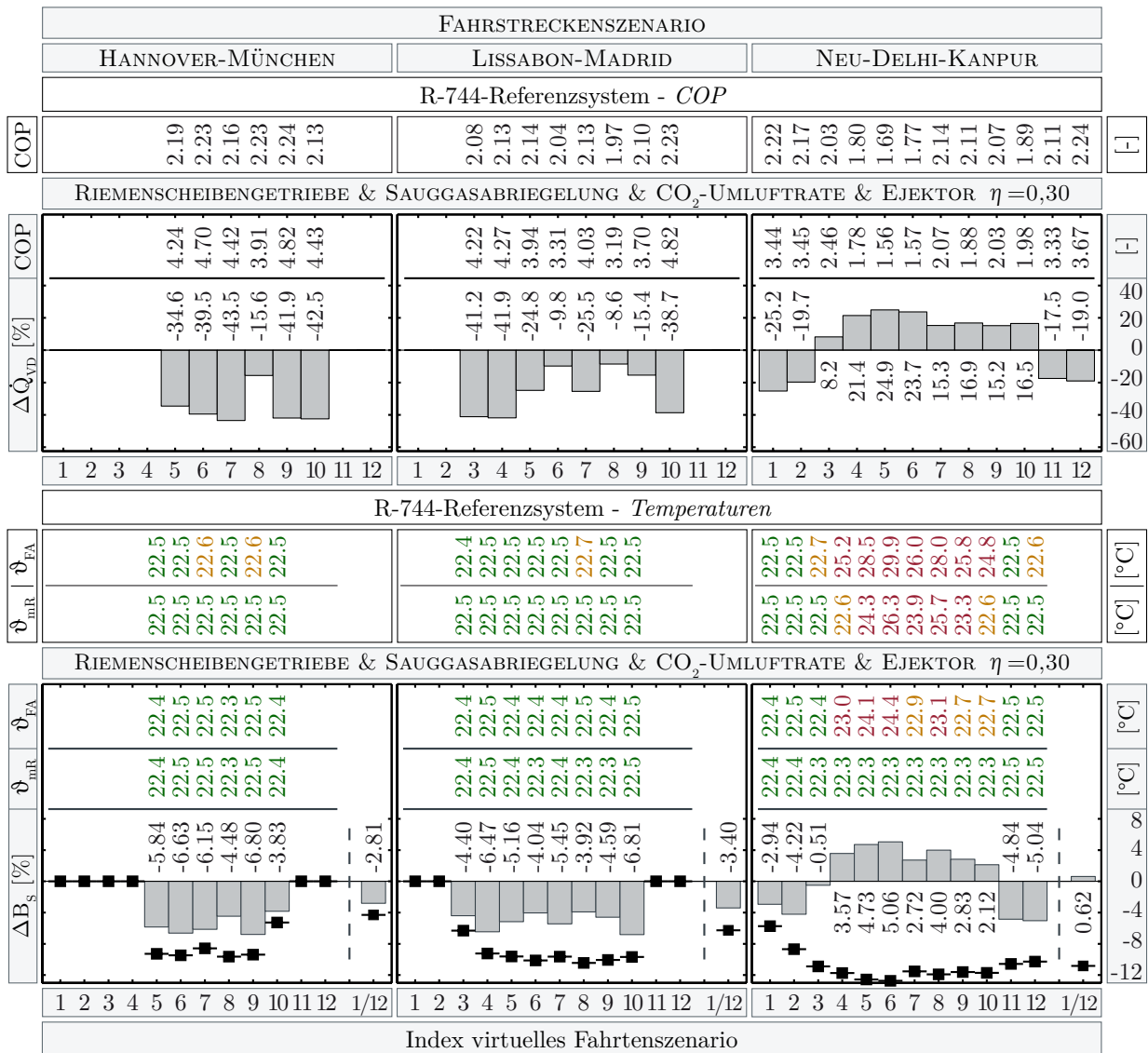
Die Berechnungsergebnisse des R-134a-Synthesystems in Abbildung 9.2 zeigen in den Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid neben den gestiegenen Kälteleistungszahlen  $COP_{eff}$  und  $COP$  eine deutliche Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  in Bezug auf das R-134a-Referenzsystem. Neben dem Bezug auf das R-134a-Referenzsystem kann mit dem R-134a-Synthesystem der Kraftstoffverbrauch auch im Vergleich zum Konzept mit der Kombination von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung aus Kapitel 4 ersichtlich reduziert werden (s. Abbildung 4.10). Wesentlich differenter sind die Berechnungsergebnisse im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen aus Kapitel 4 sowie Kapitel 5 (s. Abbildung 4.10 und Abbildung 5.1). In diesem Fahrstreckenszenario mit extremen Umgebungsbedingungen wird neben dem reduzierten Kraftstoffverbrauch auch der Komfort markant verbessert. Im Vergleich zum R-134a-Referenzsystem wird im Fahrgastbereich, entsprechend der mittleren Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$ , das Klimatisierungsziel mit dem Synthesystem durchgängig erreicht. Die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  wird im Vergleich zum R-134a-Referenzsystem um bis zu  $\Delta T = 4 \text{ K}$  zusätzlich abgesenkt, wodurch auch der Temperaturkomfort des Fahrers erheblich verbessert wird. Daneben werden im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen aus Kapitel 4, Kapitel 5 und Kapitel 6 nicht allein der Komfort entsprechend der verbesserten Temperaturen  $\vartheta_{mR}$  und  $\vartheta_{FA}$  erhöht, auch der Kraftstoffverbrauch wird mit dem R-134a-Synthesystem erkennbar reduziert.

Die Berechnungsergebnisse des R-744-Synthesystems in Abbildung 9.3 zeigen in den Fahrstreckenszenarien Hannover-München und Lissabon-Madrid eine deutliche Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  in Bezug auf das R-744-Referenzsystem. Im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur zeigt der Vergleich zum R-744-Referenzsystem, dass mit dem R-744-Synthesystem das Klimatisierungsziel im Fahrgastbereich, entsprechend der mittleren Innenraumtemperaturen  $\vartheta_{mR}$ , durchgängig

erreicht wird. Die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$  wird im Vergleich zum R-744-Referenzsystem um bis zu  $\Delta T=5\text{ K}$  zusätzlich abgesenkt, wodurch auch der Temperaturkomfort des Fahrers erheblich verbessert wird. Erzielt werden diese verbesserten Temperaturen zum einen durch den Mischluftbetrieb der Aufdachanlage sowie der Frontbox und zum anderen durch die deutlich erhöhte Kälteleistungsproduktion auf Basis der Drehzahlerhöhung des Kältemittelverdichters mit dem Riemenscheibengetriebe sowie auf Basis der Kältemitteldruckspeicherung mit Ejektor.



**Abbildung 9.2.:** Berechnungsergebnisse des R-134a-Synthesystems: Dargestellt ist die rel. Änderung der eff. Kälteleistung  $\Delta\dot{Q}_{eff,VD}$ , die eff. Kälteleistungszahl  $COP_{eff}$ , die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  sowie die rel. Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_s$ . Zusätzlich eingetragen ist die Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  ohne Berücksichtigung der Heizleistung  $\dot{Q}_{H, Unterkühlstr. B}$  der Unterkühlungsstrecke B sowie die darauf basierende Kälteleistungszahl COP (s. Tabelle 3.1). Daneben ist in der letzten Spalte der jeweiligen Kraftstoffverbrauchs-Diagramme das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.



**Abbildung 9.3.:** Berechnungsergebnisse des R-744-Synthesystems: Dargestellt ist die rel. Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ , die Kälteleistungszahl COP, die Fahrerarbeitsplatz-Temperatur  $\vartheta_{FA}$ , die mittlere Innenraumtemperatur  $\vartheta_{mR}$  sowie die rel. Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$ . Daneben ist in der letzten Spalte der jeweiligen Kraftstoffverbrauchs-Diagramme das gesamte Kraftstoffverbrauchsmittel (1/12: gedachtes Jahresmittel) eingetragen. Die zusätzlichen schwarzen Kästchen markieren das theoretische Grenzpotenzial der Kraftstoffeinsparungen.

Zusammenfassend zeigen die Berechnungsergebnisse des R-134a- und des R-744-Synthesystems, dass durch die Maßnahmen- und Konzeptsynthesen sowohl die Klimakälteproduktion als auch der temperaturorientierte Komfort wesentlich verbessert wird. Im Vergleich zu den jeweiligen Referenzsystemen wird darüber hinaus für diese Verbesserungen im Großteil weniger Kraftstoff benötigt. Allein unter den extremen Umgebungsbedingungen des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur ist der Kraftstoffverbrauch des R-744-Synthesystems gegenüber dem R-744-Referenzsystem gering erhöht. Dabei wurde jedoch die Klimakälteproduktion und der temperaturorientierte Komfort signifikant verbessert. Entsprechend den Berechnungsergebnissen des R-134a- und des R-744-Synthesystems könnte, auf Basis des gezeigten verbesserten temperaturorientierten Komforts, der Einsatz größer dimensionierter Systeme für die extremen Umgebungsbedingungen des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur

umgangen und somit der einhergehende sowie unvermeidbare höhere Kraftstoffverbrauch größerer Klimatisierungssysteme potenziell vermieden werden.

Ergänzend zu den hier dargestellten Ergebnissen sind in Tabelle I.41 bis Tabelle I.44 unter Anhang I.6 alle Berechnungsergebnisse der Maßnahmen- und Konzeptsynthese für R-134a, R-744, R-1234yf und R-445A auf Basis der in Tabelle 3.1 angegebenen Bewertungsgrößen zusammengefasst.





# 10. Zusammenfassung

Im Omnibus ist die Klimaanlage der Nebenverbraucher mit dem größten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und, dadurch bedingt, größter Verursacher zusätzlicher Emissionen des Fahrzeugantriebs. Aufgrund der großen Kältemittelfüllmenge entweichen aus Omnibusklimaanlagen erhebliche Mengen von Kältemittel, welche in vielen Fällen den klimaschädlichen Stoffen zugehören. Hieraus ergibt sich Handlungsbedarf, denn der Gesetzgeber fordert sowohl die stetige Reduzierung von Emissionen aus Fahrzeugantrieben als auch die Minderung des Treibhausgaspotenzials der in Klimaanlagen verwendeten Kältemittel.

Hier setzt die vorliegende Arbeit an: Mit Hilfe einer neuartigen und umfassenden Untersuchung von Effizienzverbesserungsmaßnahmen und -konzepten im Bereich der Omnibusklimatisierung soll eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs erreicht werden. In diesen Untersuchungen werden verschiedene Kältemittel eingesetzt und bewertet, da die Verwendung alternativer oder natürlicher Kältemittel das Treibhausgaspotenzial verringert.

Betrachtet wird einerseits die Effizienzverbesserung der Omnibusklimatisierung hinsichtlich der Reduktion des durch den Betrieb der Klimaanlage bedingten Kraftstoffmehrverbrauchs, andererseits die Effizienzverbesserung des Klimakältekreislaufes auf Basis gesteigerter Verdampferleistungen und Kälteleistungszahlen. Weiterhin wird die Einsatzfähigkeit möglicher Ersatzkältemittel (R-445A und R-1234yf) für das derzeit konventionelle Kältemittel R-134a sowie zusätzlich das natürliche Kältemittel R-744 (CO<sub>2</sub>) analysiert.

Im Rahmen der Arbeit werden folgende Verbesserungsmaßnahmen und -konzepte untersucht:

- ♦ Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters
- ♦ Reduktion des Verdampferleistungsbedarfs durch raumluftgüteorientierte Umluftstratenführung
- ♦ Strategien für eine energetisch günstige Kältemittelunterkühlung
- ♦ Strategien zur dynamischen Adaption des Kältemittelhochdrucks
- ♦ Kältemittelentspannung mit Ejektor
- ♦ Maßnahmen- und Konzeptsynthesen aus den vorangegangenen Untersuchungen

Um die hier beschriebenen Untersuchungen durchführen zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit ein neuartiges Gesamtfahrzeugmodell eines Reisebusses entworfen und implementiert. Dieses neuentwickelte Modell berücksichtigt detailliert alle Komponenten und Teilsysteme, die mit dem Klimatisierungssystem in Wechselwirkung stehen. Dazu gehören der Motorkühl- und Heizungskreislauf, der Innenraum, das elektrische Bordnetz, der Regler des Klimatisierungssystems sowie die Fahrzeuglängsdynamik. Die Klimakälteproduktion wird dabei mit einem R-134a- und einem R-744-Referenzklimakältekreislauf abgebildet. Für die Untersuchungen mit dem Gesamtfahrzeugmodell werden klimatisch unterschiedliche Szenarien mit detaillierten und transienten Randbedingungen auf Basis realer Fahrstrecken definiert und anschließend virtuell durchfahren. Für den europäischen Raum werden die Fahrstrecken von Hannover nach München (Deutschland) und von Lissabon nach Madrid (Portugal/Spanien) nachgebildet. Um auch extreme klimatische Bedingungen einzubeziehen, ist als dritte Fahrstrecke von Neu-Delhi nach Kanpur (Indien) dargestellt.

**Tabelle 10.1.: Zusammenfassung der Maßnahmen- und Konzeptergebnisse.**

	Hannover-München				Lissabon-Madrid				Neu-Delhi-Kanpur			
	$\bar{\vartheta}_{FA}$ [°C]	$\bar{\vartheta}_{mR}$ [°C]	$\overline{\Delta\dot{Q}_{VD}}$ [%]	$\overline{\Delta B_S}$ [%]	$\bar{\vartheta}_{FA}$ [°C]	$\bar{\vartheta}_{mR}$ [°C]	$\overline{\Delta\dot{Q}_{VD}}$ [%]	$\overline{\Delta B_S}$ [%]	$\bar{\vartheta}_{FA}$ [°C]	$\bar{\vartheta}_{mR}$ [°C]	$\overline{\Delta\dot{Q}_{VD}}$ [%]	$\overline{\Delta B_S}$ [%]
<b>Referenzsysteme</b> (Durchschnittswerte bei aktivem Klimakältekreislauf)												
R-134a	22,5	22,5	—	—	22,5	22,5	—	—	24,2	22,7	—	—
R-744	22,5	22,5	—	—	22,5	22,5	—	—	25,1	23,4	—	—
<b>alternative Ersatzkältemittel</b> (Durchschnittswerte bei aktivem Klimakältekreislauf)												
R-445A	22,5	22,5	3,2	0,17	22,5	22,5	3,8	0,19	24,1	22,7	3,2	0,13
R-1234yf	22,5	22,5	-3,3	0,18	22,5	22,5	-4,0	0,18	24,4	23,0	-4,2	0,32
<b>R-134a-Anlagensystem</b> (Durchschnittswerte bei aktivem Klimakältekreislauf)												
(1)	22,5	22,5	-25,4	-2,51	22,6	22,5	-23,7	-2,71	24,2	22,7	-12,7	-1,99
(2)	22,4	22,4	-50,8	-5,32	22,5	22,4	-38,9	-4,71	23,9	22,5	-12,0	1,14
(3)	22,4	22,4	-50,8	-5,15	22,5	22,4	-38,9	-4,36	23,9	22,5	-12,0	2,41
(4)	22,5	22,5	-26,7	-3,79	22,5	22,5	-20,7	-3,49	24,0	22,5	2,3	2,44
(5)	22,5	22,5	-40,5	-4,26	22,5	22,4	-29,1	-3,67	23,9	22,5	-5,5	1,55
(6)	22,4	22,4	-48,7	-5,15	22,5	22,5	-38,5	-4,57	23,3	22,6	-10,7	2,30
(7)	22,4	22,4	-46,5	-5,13	22,5	22,4	-39,4	-4,83	22,8	22,4	-21,7	0,44
(8)	22,5	22,5	4,9	0,05	22,5	22,5	6,2	0,04	23,9	22,6	6,1	-0,10
(9)	22,5	22,5	6,4	-0,03	22,5	22,5	6,6	-0,06	23,9	22,6	6,2	-0,24
(10)	22,5	22,5	7,3	-0,10	22,5	22,5	7,5	-0,14	23,9	22,6	6,4	-0,30
(11)	22,5	22,5	*2,6	-0,19	22,5	22,5	*1,8	-0,32	23,9	22,6	*2,8	-0,39
(18)	22,5	22,5	*-42,2	-4,41	22,5	22,4	*-32,5	-4,09	22,7	22,3	*-14,3	-0,90
<b>R-744-Anlagensystem</b> (Durchschnittswerte bei aktivem Klimakältekreislauf)												
(1)	22,5	22,5	-29,9	-4,65	22,5	22,5	-27,1	-4,42	25,1	23,4	-10,7	-1,64
(2)	22,4	22,4	-61,1	-7,00	22,4	22,4	-52,6	-6,45	24,7	22,9	-13,7	0,97
(3)	22,4	22,4	-61,1	-6,82	22,4	22,4	-52,6	-6,12	24,7	22,9	-13,7	2,36
(4)	22,5	22,5	-34,2	-5,33	22,5	22,4	-26,9	-4,53	24,9	23,1	3,4	1,76
(5)	22,5	22,5	-45,4	-6,16	22,5	22,4	-39,7	-5,84	24,9	23,1	-7,2	0,18
(6)	22,4	22,4	-61,8	-6,93	22,4	22,4	-54,4	-6,67	24,0	23,2	-15,0	1,71
(7)	22,4	22,4	-61,0	-6,93	22,4	22,5	-56,7	-7,02	23,0	22,5	-22,7	0,47
(12)	22,5	22,5	5,4	0,43	22,5	22,5	8,1	0,63	24,4	22,6	15,1	1,26
(13)	22,5	22,5	1,6	0,08	22,5	22,5	3,9	0,23	24,5	22,8	9,9	0,64
(14)	22,4	22,4	-8,0	-0,16	22,4	22,4	-8,9	-0,19	24,3	22,6	7,3	1,90
(15)	22,4	22,4	5,0	0,33	22,4	22,4	5,0	0,27	24,4	22,7	11,2	2,04
(16)	22,5	22,5	10,5	0,76	22,5	22,5	12,1	0,75	24,5	22,6	17,3	1,28
(17)	22,5	22,5	14,5	0,96	22,5	22,5	15,9	0,76	24,5	22,6	21,0	1,45
(19)	22,4	22,4	-36,3	-5,62	22,4	22,4	-25,7	-5,10	22,9	22,3	5,1	0,62
(1): Sauggasabriegelung (2): CVT verlustfrei (3): CVT verlustbehaftet (4): Riemenscheibengetriebe (5): Riemenscheibengetr. & Sauggasabr. (6): Umluft mit CO <sub>2</sub> -Konz.=804 ppm & (3) (7): Umluft mit CO <sub>2</sub> -Konz.=1404 ppm & (3) (8): Unterkühlungsregelung (9): Unterkühlungsstrecke Konf. (c) (10): Unterkühlungsstrecke Konf. (d) (11): Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion (12): COP <sub>optHD</sub> -Hochdruckadap. NDS-Anlage (13): COP <sub>optHD</sub> -Hochdruckadap. MDS-Anlage (14): $\dot{Q}_{VD}$ -Hochdruckadap. NDS-Anlage (15): $\dot{Q}_{VD}$ -Hochdruckadap. MDS-Anlage (16-17): Ejektor mit $\eta=0,15/\eta=0,30$ (18): Maßnahmen- und Konzeptsynthese aus (5) + (6 & 7) + (11) (19): Maßnahmen- und Konzeptsynthese aus (5) + (6 & 7) + (17)												
* $\overline{\Delta\dot{Q}_{VD}} \hat{=} \overline{\Delta\dot{Q}_{eff, VD}}$ (s. Kapitel 6)												

Die wesentlichsten numerischen Berechnungsergebnisse der vorliegenden Arbeit sind in Tabelle 10.1 zusammengefasst. Dabei sind die Berechnungsergebnisse der jeweiligen Maßnahmen- und Konzeptuntersuchung für die einzelnen Fahrstrecken getrennt aufgelistet. Dargestellt sind die durchschnittlichen Innenraumtemperaturen  $\vartheta_{FA}$  und  $\vartheta_{mR}$  sowie die durchschnittliche relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und die durchschnittliche relative Änderung des Gesamtkraftstoffverbrauchs  $\Delta B_S$  in Bezug auf die Verdampferleistung und den Kraftstoffverbrauch des jeweiligen Referenzsystems.

Für die Betrachtung der Kältemittel R-445A und R-1234yf als Alternativen für das Kältemittel R-134a wurden im R-134a-Referenzklimakältekreislauf die Berechnungen der Kältemittelstoffdaten von R-134a entsprechend den jeweiligen spezifischen Stoffdatenberechnungen von R-445A und R-1234yf abgeändert. Auf Basis dieser abgeänderten Kältemittelstoffdaten zeigen die Berechnungsergebnisse, dass der Einsatz von R-445A zu einer durchschnittlichen Steigerung der Verdampferleistung um 3,2-3,8% führt. Hingegen wird mit der Verwendung von R-1234yf die durchschnittliche Verdampferleistung um 3,3-4,2% reduziert. Diese Ergebnisse beziehen sich auf das R-134a-Referenzsystem und gelten für alle Untersuchungsszenarien. Daraus ergibt sich, dass R-445A im Vergleich zu R-1234yf aufgrund der wesentlich besseren Verdampferleistung das zweckmäßigere Ersatzkältemittel für R-134a im Omnibusklimakältekreislauf sein kann.

Die Untersuchungen zur Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters basieren zum einen auf der Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung und zum anderen auf einer Drehzahladaption des Kältemittelverdichters. Dabei unterteilt sich die Drehzahladaption einerseits in eine stufenlose Drehzahlanpassung auf Basis des CVTs und andererseits in ein Schaltgetriebe auf Basis eines in die Riemenscheibe des Kältemittelverdichters integrierten Planetengetriebes (Riemenscheibengetriebe). Weiterhin wird zur Verbesserung der Förderleistungsvariabilität eine neuartige Kombination aus Drehzahladaption mit Riemenscheibengetriebe und Zylinderabschaltung durch Sauggasabriegelung betrachtet. Zur Diskussion der Verbesserungspotenziale der untersuchten Ansätze wird das theoretisch-technische Grenzpotenzial auf Basis der stufenlosen Drehzahlregelung mit einem idealen, verlustfreien CVT berechnet. Die Berechnungsergebnisse des theoretisch-technischen Grenzpotenzials zeigen in den europäischen Untersuchungsszenarien durchschnittliche Kraftstoffeinsparungen um 4,7-5,3% für das R-134a-Anlagensystem und um 6,5-7,0% für das R-744-Anlagensystem. Daneben präsentiert sich die im Vergleich zum CVT kompaktere und neuartige Kombination von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung mit annähernd ebenso guten Kraftstoffeinsparungen. Die in diesem Fall erzielten Reduktionen des Gesamtkraftstoffverbrauchs sind 3,7-4,3% für das R-134a-Anlagensystem und 5,8-6,2% für das R-744-Anlagensystem. Diese erzielten Reduktionen des Gesamtkraftstoffverbrauchs schöpfen das theoretisch-technische Grenzpotenzial im R-134a-Anlagensystem um durchschnittlich 78-81% und im R-744-Anlagensystem um durchschnittlich 88-90% aus. Im Vergleich zum bauraumintensiven CVT ist die Kombination von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung sehr platzsparend realisierbar und erzielt dabei signifikante Kraftstoffeinsparungen. Vor diesem Hintergrund sollte zur erforderlichen effizienten Verbesserung der Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters diese neuartige Kombination aus Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung für die Omnibusklimatisierung eingesetzt werden.

Die Untersuchungen zur Reduktion des Verdampferleistungsbedarfs auf Grundlage einer raumluftgüteorientierten Umluftratenführung basieren auf der Regelung der CO<sub>2</sub>-Innenraumkonzentration. Dabei wird die raumluftgüteorientierte Umluftratenführung mittels einer Drehzahladaption des Kältemittelverdichters mit Hilfe eines realistisch betrachteten CVTs mit Verlusten kombiniert. Die Berechnungsergebnisse hierzu zeigen, dass die raumluftgüteorientierte Umluftratenführung in

---

den sehr warmen und heißen Untersuchungsszenarien Lissabon-Madrid und Neu-Delhi-Kanpur den Verdampferleistungsbedarf erkennbar reduziert sowie die Innenraumtemperaturen wesentlich verbessert. Infolgedessen wird zum Beispiel im Untersuchungsszenario Lissabon-Madrid auch der Kraftstoffverbrauch reduziert: mit dem R-134a-Anlagensystem um durchschnittlich 2,5% und mit dem R-744-Anlagensystem um durchschnittlich 9% höher als das zuvor dargestellte theoretisch-technische Grenzpotenzial der Förderleistungsvariabilität auf Basis des idealen verlustfreien CVTs. Verglichen mit dem Stand der Technik zeigen die Berechnungsergebnisse, dass der Einsatz einer raumluftgüteorientierten Umlufternenführung Vorteile zur Reduktion des Kraftstoffmehrverbrauchs, der durch den Betrieb der Klimaanlage bedingt ist, erkennen lässt. Aus diesem Grund sollte die raumluftgüteorientierte Umlufternenführung den aktuellen Stand der Technik zur Umlufternenbestimmung in der Omnibusklimatisierung ablösen.

Maßnahmen und Konzepte für eine energetisch günstige Kältemittelunterkühlung werden in Verbindung mit dem R-134a-Anlagensystem untersucht. Die verschiedenen Ansätze basieren auf der Gestaltung und Regelung des Klimakältekreislaufes. Hierzu wird einerseits die gezielte Regelung der Unter- kühlung, andererseits die Kältemittelunterkühlung mittels spezifischer Unter- kühlungs- strecken untersucht. Darüber hinaus wird ein neuartiges Konzept zur Leistungsverbesserung des Frontbox-Verdampfers, basierend auf einer Unter- kühlungsstrecke mit Heizfunktion, präsentiert. Alle untersuchten Ansätze zur Kältemittelunterkühlung zeigen eine Steigerung der Verdampferleistung sowie der Kälteleistungszahl. Das innovative Konzept einer Unter- kühlungsstrecke mit Heizfunktion bewirkt dabei das effizienteste Verhalten in Bezug auf den Gesamtkraftstoffverbrauch und die Kälteleistungszahl. Hiermit wird die Kälteleistungszahl um 5,2-6,9% verbessert. Die Untersuchungen belegen, dass die Kältemittelunterkühlung für die Verbesserung der Kreislaupeffizienz unbedingt erforderlich ist. Der neuartige Ansatz zur Leistungsverbesserung des Frontbox-Verdampfers, auf Basis einer Unter- kühlungsstrecke mit Heizfunktion, könnte in diesem Kontext eine geeignete technische Lösung einer energetisch günstigen Kältemittelunterkühlung für den Klimakältekreislauf im Omnibus darstellen.

Die direkte dynamische Adaption des Kältemittelhochdrucks wird aufgrund der überwiegend transkritischen Prozessführung des R-744-Klimakältekreislaufes auf Basis des R-744-Anlagensystems untersucht. Hierzu werden zwei Kreislauftopologien betrachtet, mit Mitteldrucksammler und mit Niederdrucksammler. Der Kältemittelhochdruck orientiert sich hierzu einerseits an einer maximalen Kälteleistungszahl und andererseits an einer angepassten Verdampferleistung. Die Untersuchungen zeigen, dass die Kreislauftopologie mit Niederdrucksammler in Verbindung mit der Hochdruckadap- tion, orientiert an einer maximalen Kälteleistungszahl, zu besseren Kreislaupeffizienzen führt. Im Vergleich zum R-744-Referenzsystem erweist sich diese Kreislauftopologie vor allem für sehr warme bis heiße Umgebungstemperaturen als vorteilhaft, mehr noch als für moderate Umgebungsbedin- gungen. Die Verdampferleistung kann für sehr warme bis sehr heiße Umgebungstemperaturen um bis zu durchschnittlich 15,1% verbessert werden. Aus dieser Betrachtung heraus ergibt sich, dass die dynamische Hochdruckadaption im R-744-Omnibus-Klimakältekreislauf mit einer Niederdruck- sammlerkreislauftopologie ausgeführt und für sehr warme bis heiße Umgebungstemperaturen als effizienzverbessernde Lösung erwogen werden sollte.

Die Betrachtung der Kältemittelentspannung mit Ejektoreinsatz wird vor dem Hintergrund hoher Entspannungsverluste im R-744-Klimakältekreislauf untersucht. Hierzu werden verschiedene Kreislauftopologien für die Ejektorintegration in den R-744-Klimakältekreislauf vorgestellt. Für eine gewählte Ejektor-Kreislauftopologie wird die Auslegung des Treibdüsenquerschnittes beschrieben. Die Berech-

nungsergebnisse der gewählten Ejektor-Kreislauftopologie zeigen, dass neben der Kälteleistungszahl auch die Verdampferleistung wesentlich optimiert wird. In Bezug auf das R-744-Referenzsystem verbessert sich die Kälteleistungszahl im Ejektorkreislaufsystem um durchschnittlich 1,8-5,9% und die Verdampferleistung um durchschnittlich 10,5-21,0%. Die Kältemittelentspannung mit Ejektoreinsatz zeigt somit im R-744-Omnibus-Klimakältekreislauf erhebliche Vorteile gegenüber der Kältemittelentspannung mit Expansionsventil, wie sie im R-744-Referenzklimakältekreislauf vorliegt. Daraus resultiert, dass für die Kältemittelentspannung im R-744-Omnibus-Klimakältekreislauf der Ejektoreinsatz dem Expansionsventil vorgezogen werden sollte.

Die abschließende Synthese aus den zuvor einzeln betrachteten Verbesserungsmaßnahmen und -konzepten werden sowohl für das R-134a-Anlagensystem als auch für das R-744-Anlagensystem betrachtet. Für das R-134a-Anlagensystem setzt sich die untersuchte Synthese folgendermaßen zusammen:

- ♦ Verbesserung der Förderleistungsvariabilität auf Basis der neuartigen Kombination von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung
- ♦ Reduktion des Verdampferleistungsbedarfs durch raumluftgüteorientierte Umluftratenführung mit neuartiger Steuerung
- ♦ Energetisch günstige Kältemittelunterkühlung mit neuartigem Konzept einer Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion zur Verbesserung der Frontbox-Verdampferleistung

Mit Hilfe dieses R-134a-Synthesystems werden in den europäischen Untersuchungsszenarien die Gesamtkraftstoffverbräuche im Vergleich zu den zuvor einzeln untersuchten Maßnahmen- und Konzeptansätzen zusätzlich noch einmal reduziert. Somit wird mit dem betrachteten R-134a-Synthesystem das oben genannte theoretisch-technische Grenzpotenzial auf Basis des idealen verlustfreien CVTs um durchschnittlich 83-85% ausgeschöpft. Zusätzlich zur besseren Ausnutzung des technischen Grenzpotenzials kann im Untersuchungsszenario Indien mit Hilfe des Einsatzes des R-134a-Synthesystems das zuvor mit dem R-134a-Referenzsystem nicht erreichte Klimatisierungsziel im Fahrgastbereich eingehalten und für den Fahrerarbeitsplatz sehr gut angenähert werden. Neben diesem deutlich verbesserten temperaturorientierten Innenraumkomforts erreicht das R-134a-Synthesystem im Untersuchungsszenario Indien eine Reduzierung des Gesamtkraftstoffverbrauchs um durchschnittlich 0,9%.

Für das R-744-Anlagensystem setzt sich die untersuchte Synthese folgendermaßen zusammen:

- ♦ Verbesserung der Förderleistungsvariabilität auf Basis der neuartigen Kombination von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung
- ♦ Reduktion des Verdampferleistungsbedarfs durch raumluftgüteorientierte Umluftratenführung mit neuartiger Steuerung
- ♦ Kältemittelentspannung mit Ejektor

Mit Hilfe dieses R-744-Synthesystems wird in den europäischen Untersuchungsszenarien das oben genannte theoretisch-technische Grenzpotenzial um 80% ausgeschöpft. Im Vergleich zu der oben erwähnten alleinigen Konzeptuntersuchung der neuartigen Kombination von Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung ist auf der einen Seite die Ausschöpfung des theoretisch-technischen Grenzpotenzials im R-744-Synthesystems etwas geringer, auf der anderen Seite wird jedoch die Verdampferleistung im Vergleich zum R-744-Referenzsystem signifikant verbessert. Entsprechend

---

dieser beachtlich verbesserten Verdampferleistung durch das R-744-Synthesystem werden im Untersuchungsszenario Indien das zuvor mit dem R-744-Referenzsystem nicht erreichte Klimatisierungsziel im Fahrgastbereich eingehalten und für den Fahrerarbeitsplatz sehr gut angenähert. Hierbei weist der durchschnittliche Gesamtkraftstoffverbrauch eine leichte Erhöhung um 0,6% gegenüber dem R-744-Referenzsystem auf. Demgegenüber steht jedoch die deutlich verbesserte Verdampferleistung sowie der bedeutend verbesserte temperaturorientierte Innenraumkomfort.

Die Ergebnisse der Maßnahmen- und Konzeptsynthesen zeigen, dass auf diese Weise in den europäischen Untersuchungsszenarien der Gesamtkraftstoffverbrauch gesenkt werden kann. Weiterhin wird mit den R-134a- und R-744-Synthesystemen im Untersuchungsszenario Indien der temperaturorientierte Innenraumkomfort signifikant verbessert. Beide Synthesysteme zeigen somit wesentliche Vorteile gegenüber dem Stand der Technik.

Es wird deutlich, dass durch den Einsatz der in dieser Arbeit vorgestellten und untersuchten Maßnahmen und Konzepte die Effizienz und die Leistung der Omnibusklimatisierung im Vergleich zum Stand der Technik erheblich verbessert werden kann. Die Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters wird mit Hilfe der neuartigen Kombination von Sauggasabriegelung und Riemenscheibengetriebe deutlich angehoben, womit die Klimakälteproduktion bedarfsgerechter erfolgt. Es wird weniger Kraftstoff verbraucht und daraus resultierend werden weniger Emissionen erzeugt. Weiterhin wird mit der raumluftgüteorientierten Umlufteratenbestimmung die Verdampferleistung effektiver genutzt, wodurch zusätzlich Kraftstoff und Emissionen eingespart werden. Mit Hilfe der energetisch günstigen Kältemittelunterkühlung (eingesetzt im R-134a-Klimakältekreislauf), der dynamischen Hochdruckadaption sowie der Kältemittelentspannung mit Ejektor (angewendet im R-744-Klimakältekreislauf) werden sowohl Kälteleistungszahl als auch Verdampferleistung im Vergleich zum Stand der Technik wesentlich verbessert.

Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass die jeweilige Synthese der betrachteten Maßnahmen und Konzepte für das R-134a- sowie für das R-744-Anlagensystem gleichzeitig eine Effizienzverbesserung hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs sowie eine Verbesserung von Kälteleistungszahl und Verdampferleistung erbringen. Überdies werden mit den Synthesystemen, im Gegensatz zu den Referenzsystemen, das Klimatisierungsziel in den extremen Einsatzbedingungen des Untersuchungsszenarios Indien erreicht.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass der aktuelle Stand der Technik im Bereich der Omnibusklimatisierung bedeutende Verbesserungen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs sowie zur weiteren Leistungsoptimierung bereithält. Aus diesem Grund sollte zukünftig an eben auch dieser Stelle angesetzt werden, wenn es um den technologischen Fortschritt in der Omnibusentwicklung geht.

# A. Nomenklatur

## Abkürzungen

<i>COP</i>	Coefficient of Performance	<i>NDS</i>	Niederdrucksammler
<i>CVT</i>	Continuously Variable Transmission	<i>PWM</i>	Pulsweitenmodulation
<i>EXV</i>	Electronic Expansion Valve	<i>RSG</i>	Riemenscheibengetriebe
<i>GWP</i>	Global Warming Potenzial	<i>TXV</i>	Thermostatic Expansion Valve
<i>IWÜ</i>	Interner Wärmeübertrager	<i>VKM</i>	Verbrennungskraftmaschine
<i>MDS</i>	Mitteldrucksammler	<i>VLE</i>	Vapour-Liquid-Equilibrium

## Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	$\Theta$	Massenträgheitsmoment	$[kg\ m^2]$
$\beta$	Steigung	$[\%]$	$\lambda$	Liefergrad	$[-]$
$\zeta$	Druckverlustbeiwert	$[-]$	$\varrho$	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\eta$	Wirkungsgrad/Gütegrad	$[-]$	$\varphi$	relative Luftfeuchtigkeit	$[\%]$
$\vartheta$	Temperatur	$[^{\circ}C]$	$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$\left[\frac{rad}{s}\right]$

## Lateinische Formelzeichen

$a_{KF}$	Kalibrierungsfaktor	$[-]$	$p_{mr}$	Reibmitteldruck	$[bar]$
$A$	Fläche/Querschnitt	$[m^2]$	$\Delta p$	Druckänderung	$[Pa]$
$b_e$	spez. Kraftstoffverbrauch	$\left[\frac{g}{kW h}\right]$	$P$	Leistung	$[W]$
$B_S$	Kraftstoffverbrauch	$\left[\frac{l}{100km}\right]$	$\dot{Q}$	Wärmestrom	$[W]$
$\Delta B_S$	Kraftstoffverbrauchsänderung	$[\%]$	$\Delta \dot{Q}$	Wärmestromänderung	$[\%]$
$COP$	Kälteleistungszahl	$[-]$	$r$	Radius	$[m]$
$\Delta COP$	Kälteleistungszahländerung	$[\%]$	$R$	Widerstand	$[\Omega]$
$e$	Exzentrizität	$[m]$	$Re$	Reynolds-Zahl	$[-]$
$F$	Kraft	$[N]$	$s$	Strecke	$[m]$
$h$	spezifische Enthalpie	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	$\Delta s$	Längenänderung	$[m]$
$i$	Stellwert (z.B. Ventilöffnung)	$[-]$	$t$	Zeit	$[s]$
$i$	Übersetzungsverhältnis	$[-]$	$T$	Temperatur	$[K]$
$I$	el. Strom	$[A]$	$\Delta T$	Temperaturänderung	$[K]$
$M$	Drehmoment	$[Nm]$	$U$	el. Spannung	$[V]$
$n$	Drehzahl	$\left[\frac{1}{s}\right]$	$v$	Geschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$Nu$	Nusselt-Zahl	$[-]$	$\dot{V}$	Volumenstrom	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
$p$	Druck	$[Pa]$	$V_H$	Hubvolumen	$[m^3]$
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck	$[bar]$	$z$	Zylinderzahl	$[-]$

---

## Indizes

A	Antriebsachse
B	Brennstoff
d	Druckseite Verdichter
dyn	dynamisch
eff	effektiv
FA	Fahrerarbeitsplatz
G	Gebläse, Gewicht
Gen	Generator
GK	Gaskühler
HD	Hochdruck
HWP	Hauptwasserpumpe
i	innen, Zählvariable
KM	Kühlmittel
KV	Kältemittelverdichter
L	Luft
Mod	Modifizierung
mR	mittlere Raumluft
N	Nachlaufachse, Normale
ND	Niederdruck
R	Reibung
RA	Riemenantrieb
Ref	Referenz
s	Saugseite Verdichter
Soll	Sollwert
Sperr	Sperre
St	Steigung
T	Trägheit
U	Umgebung
V	veränderlich, Verdichter, Verflüssiger, Vorderachse
VD	Verdampfer
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VLE	Kältemittel (Vapor-Liquid-Equilibrium)
W	Wand
x/y/z	kartesische Koordinatenachsen



## B. Beschreibung der Simulationsmodelle

In Ergänzung zu den in Kapitel 2 vorgestellten Teilsystemmodellen des Omnibus-Gesamtfahrzeugmodells werden in diesem Abschnitt die wesentlichsten Gleichungen für Energie-, Massen- und Impulserhaltung sowie die Kennfelder der dort eingesetzten Komponenten- und Teilsystemmodelle beschrieben. Die nachfolgend gegliederte Auflistung der Erhaltungs- und Transportgleichungen sowie Kennfelder ist dabei an der gegliederten Beschreibung der Teilsystemmodelle für die Omnibus-Gesamtfahrzeugsimulation in Kapitel 2 angelehnt.

### B.1. Kälte- und Kühlmittelkreislauf

Die Modellierung der in Kapitel 2 vorgestellten Klimakältekreisläufe sowie des Motorkühl- und Heizungskreislaufes basieren grundlegend auf Simulationsmodellen aus der Komponentenbibliothek TIL Suite [2016]. In diesen Komponentenmodellen erfolgt die Beschreibung der Fluidströmung mit Hilfe von Kontrollvolumina. Analog zu diesen Fluidkontrollvolumina werden ebenso die thermisch aktiven Festkörperbestandteile von Komponentemodellen (z.B. die Wandung eines durchströmten Rohres) auf Grundlage eines Kontrollvolumens beschrieben. In diesen Fluid- und Festkörperkontrollvolumina, auch Basiszellen bezeichnet, sind jeweils Erhaltungs- und Transportgleichungen für die Betrachtung spezifischer Fluidtypen und des Festkörpers formuliert. Eine detaillierte Auseinandersetzung zu diesen formulierten Erhaltungs- und Transportgleichungen, implementierten Modellstrukturen und numerisch effizienten Gleichungsbehandlungen werden bei Tegethoff [1999], Lemke [2005], Richter [2008], Tegethoff u. a. [2011], Schulze [2013] und Gräber [2014] ausführlich behandelt und werden an dieser Stelle nicht weiter diskutiert.

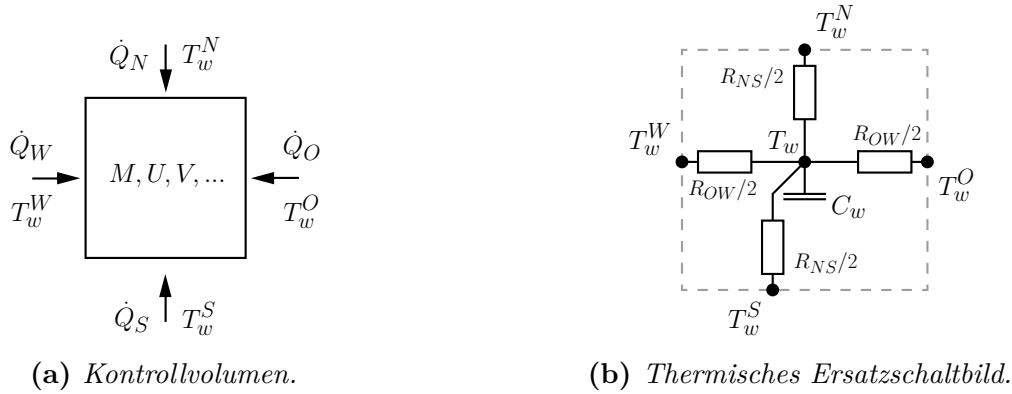
Wie bereits erwähnt, sind für die Fluidkontrollvolumina der Komponentenmodelle aus der TIL Suite [2016] verschiedene spezifische Basiszellen in Abhängigkeit vom betrachteten Fluidtyp definiert. Die Unterscheidung dieser Fluidbasiszellen erfolgt hierbei nach den Fluidtypen: (1) Gas, (2) inkompressible Flüssigkeit, (3) Dampf-Flüssigkeits-Gemisch (phasenwechselndes Fluid, bezeichnet mit VLE für engl.: *Vapour-Liquid Equilibrium*) und (4) feuchte Luft (Gas-Dampf-Gemisch). Für das Kontrollvolumen des Festkörpers ist keine spezifische Unterteilung erforderlich, womit für die Beschreibung der Bilanzgleichung von Festkörpern lediglich eine Basiszelle gegeben ist.

Für die Modellierung der in Kapitel 2 vorgestellten Klimakältekreisläufe und dem Motorkühl- und Heizungskreislauf werden Komponentenmodelle aus der TIL Suite [2016] verwendet, welche auf Basis der allgemeinen Festkörper-Basiszelle sowie auf Basis der gerade oben aufgezählten spezifischen Fluidtyp-Basiszellen für (2) inkompressible Flüssigkeit, (3) Dampf-Flüssigkeits-Gemisch bzw. VLE und (4) feuchte Luft aufgebaut sind. Für diese verwendeten Basiszellen werden nachfolgend die Erhaltungs- und Transportgleichungen beschrieben. Ebenso werden für die verwendeten Komponentenmodelle Ventil, Kältemittelsammler, Kältemittelverdichter, Wasserpumpe sowie Lüfter bzw. Gebläse, welche im Wesen nicht auf den genannten Basiszellen basieren, die grundlegenden Erhaltungsgleichungen sowie die charakteristischen Modellgleichungen vorgestellt.

Die Basiszelle für den Fluidtyp (1) Gas wird in dieser Arbeit und den eingesetzten Komponentenmodellen nicht verwendet. Aus eben genannten Grund wird nachfolgend auf die Beschreibung der Fluidtyp-Basiszelle (1) Gas verzichtet und es wird hierzu auf Richter [2008] verwiesen.

## Basiszelle für Festkörper

Das grundlegende Kontrollvolumen sowie ein thermisches Ersatzschaltbild der Festkörper-Basiszelle zeigt Abbildung B.1. Die Darstellung des Kontrollvolumens veranschaulicht die über die Systemgrenzen des Kontrollvolumens tretenden Wärmeströme, wobei die Nomenklatur dieser Wärmeströme an den Himmelsrichtungen (N: *Norden*, S: *Süden*, usw.) orientiert ist. Daneben skizziert das thermische Ersatzschaltbild die Modellierungsmethode der Festkörper-Basiszelle.



**Abbildung B.1.:** Kontrollvolumen und thermisches Ersatzschaltbild der Festkörper-Basiszelle.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form lautet für die Festkörper-Basiszelle aus Abbildung B.1a:

$$C_w \cdot \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_N + \dot{Q}_O + \dot{Q}_S + \dot{Q}_W. \quad (\text{B.1})$$

Die Wärmekapazität  $C_w$  des Festkörpers bestimmt sich dabei aus seiner spezifischen Wärmekapazität  $c_v$  und seiner Masse  $M$ :

$$C_w = c_v \cdot M. \quad (\text{B.1a})$$

Die im Festkörpersystem (s. Abbildung B.1) vorhandenen Wärmeströme aufgrund von Wärmeleitung werden allgemein berechnet mit:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{th}}, \quad (\text{B.2})$$

wobei  $\Delta T$  die treibende Temperaturdifferenz ist und der Wärmeleitwiderstand  $R_{th}$  ausgedrückt wird durch:

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda \cdot A}. \quad (\text{B.2a})$$

Die Länge  $l$  und der Querschnitt  $A$  sind hier die Geometriegrößen und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des betrachteten Wandabschnittes.

Ausgehend von Gleichung (B.2) und Gleichung (B.2a) bestimmt sich beispielsweise der Wärme-

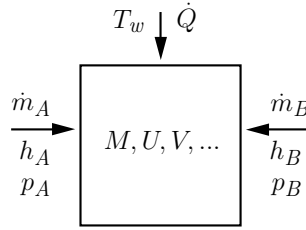
strom an der *nördlichen* Systemgrenze nach:

$$\dot{Q}_N = \frac{2 \cdot (T_w^N - T_w)}{R_{NS}}. \quad (\text{B.3})$$

Analog zu Gleichung (B.3) werden ebenso die Wärmeströme  $\dot{Q}_O$ ,  $\dot{Q}_S$  und  $\dot{Q}_W$  berechnet.

## Basiszelle für Flüssigkeiten

Das hier zugrunde liegende Kontrollvolumen für die Fluidströmung der oben aufgezählten inkompressiblen Flüssigkeit zeigt Abbildung B.2. Das System wird hier als Einstoffsystem und die über die Systemgrenze des Kontrollvolumens tretenden Massenströme ( $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$ ) als Einstoffströme behandelt. Die mit dem Massenstrom transportierte Energie wird mit Hilfe der spezifischen Enthalpie  $h$  und der Impuls mit dem Druck  $p$  beschrieben. Daneben wird der Wärmestrom aufgrund von konvektivem Wärmeübergang durch  $\dot{Q}$  ausgedrückt.



**Abbildung B.2.:** *Kontrollvolumen der Flüssigkeits-Basiszelle.*

Die Formulierung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik in der instationären Form für die Flüssigkeits-Basiszelle aus Abbildung B.2 lautet:

$$c_v \cdot M \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_A \cdot (h_A - h) + \dot{m}_B \cdot (h_B - h) + \dot{Q}. \quad (\text{B.4})$$

Daneben kann die Massenerhaltung der Fluidströmung zum einen stationär, durch Vernachlässigung der thermischen Ausdehnung, wie folgt beschrieben werden:

$$\frac{dM}{dt} = 0 = \dot{m}_A + \dot{m}_B, \quad (\text{B.5a})$$

oder zum anderen instationär, durch Berücksichtigung der thermischen Ausdehnung der Flüssigkeit und unter Verwendung des isobaren Ausdehnungskoeffizienten  $\beta$ , ausgedrückt werden mit:

$$\frac{dM}{dt} = -\beta \cdot \varrho \cdot V \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_A + \dot{m}_B. \quad (\text{B.5b})$$

Der konvektive Wärmestrom  $\dot{Q}$  berechnet sich nach:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T), \quad (\text{B.6})$$

wobei  $T_w$  die Temperatur der überströmten Wandoberfläche und  $T$  die Temperatur der Fluidströmung in der Flüssigkeits-Basiszelle ist. Die für den Wärmeübergang vorhandene Fläche wird mit  $A$  und der Wärmeübergangskoeffizient mit  $\alpha$  beschrieben.

In dem Fall, dass in der Flüssigkeits-Basiszelle eine eindeutig gerichtete Fluidströmung von der Bilanzgrenze  $A$  zur Bilanzgrenze  $B$  vorliegt, somit für  $\dot{m}_A$  ein positiver Massenstrom und für  $\dot{m}_B$  ein negativer Massenstrom gegeben ist, formuliert sich die Impulsbilanz mit Berücksichtigung des

Reibungsdruckabfalls  $\Delta p$  zu:

$$p_B = p_A - \Delta p \quad (\text{B.7a})$$

und bei entgegengesetzt gerichteter Fluidströmung von Bilanzgrenze  $B$  zur Bilanzgrenze  $A$  zu:

$$p_A = p_B - \Delta p. \quad (\text{B.7b})$$

Für die Bestimmung der spezifischen Enthalpie, welche mit einem dem System verlassenden Massenstrom transportiert wird, ist in der Flüssigkeits-Basiszelle das Diskretisierungsschema nach der Finite-Volumen-Methode (Patankar [1980], Polifke u. Kopitz [2009]) implementiert. Auf Basis dieses Diskretisierungsschemas gilt für die spezifische Austritts-Enthalpie und einen über die Bilanzgrenze  $A$  aus dem System tretenden Massenstrom:

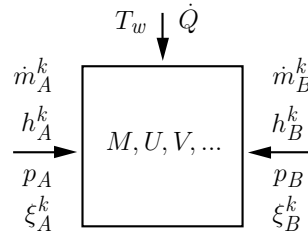
$$h_A = h_{aus} = h \quad (\text{B.8a})$$

und für einen über die Bilanzgrenze  $B$  aus dem System tretenden Massenstrom:

$$h_B = h_{aus} = h. \quad (\text{B.8b})$$

## Basiszelle für VLE

Das Kontrollvolumen der VLE-Basiszelle (*Vapour-Liquid Equilibrium*) zur Beschreibung der Fluidströmung eines Dampf-Flüssigkeits-Gemisches ist in Abbildung B.3 dargestellt. Das System kann hier als Einstoff- aber auch als Mehrstoffsystem betrachtet werden, womit ebenso die über die Systemgrenze des Kontrollvolumens tretenden Massenströme ( $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$ ) als Einstoff- oder Mehrstoffströme behandelt werden. Das Mehrstoffsystem bzw. die massenbezogenen Anteile der einzelnen Stoffkomponenten im System und in den Stoffströmen werden hier mit dem jeweiligen Massenanteil  $\xi^k$  beschrieben, wobei der Index  $k$  die Anzahl der Stoffkomponenten kennzeichnet.



**Abbildung B.3.:** Kontrollvolumen der VLE-Basiszelle.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form ist für die VLE-Basiszelle aus Abbildung B.3 wie folgt formuliert:

$$M \cdot \frac{dh}{dt} = \dot{m}_A \cdot (h_A - h) + \dot{m}_B \cdot (h_B - h) + \dot{Q} + V \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (\text{B.9})$$

wobei hier die Massenströme  $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$  für den Fall des Mehrstoffsystems aus der Summe der Einzelstoffmassenströme gebildet werden:

$$\dot{m}_A = \sum_k \dot{m}_A^k, \quad (\text{B.9a})$$

$$\dot{m}_B = \sum_k \dot{m}_B^k. \quad (\text{B.9b})$$

Daneben werden die spezifischen Enthalpien  $h_A$  und  $h_B$  für den Fall des Mehrstoffsystems mit Hilfe der jeweiligen Massenanteile  $\xi_A^k$  bzw.  $\xi_B^k$  der Einzelstoffströme berechnet:

$$h_A = \sum_k \xi_A^k \cdot h_A^k, \quad (\text{B.9c})$$

$$h_B = \sum_k \xi_B^k \cdot h_B^k. \quad (\text{B.9d})$$

Die Massenerhaltung der Fluidströmung wird beschrieben mit:

$$V \cdot \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_A + \dot{m}_B, \quad (\text{B.10})$$

wobei die zeitliche Änderung der Masse  $M$  im Kontrollvolumen gleich dem konstant angenommenen Volumen  $V$  und der zeitlichen Änderung der Fluidichte  $\varrho$  entspricht:

$$\frac{dM}{dt} = V \cdot \frac{d\varrho}{dt}. \quad (\text{B.10a})$$

Die Berechnung der zeitlichen Fluidichteänderung erfolgt explizit durch die partiellen Ableitungen der Massenkonzentration  $\xi$ , der spezifischen Enthalpie  $h$  und des Drucks  $p$ :

$$\frac{d\varrho}{dt} = \left( \frac{\partial \varrho}{\partial \xi} \right)_{p,h} \frac{d\xi}{dt} + \left( \frac{\partial \varrho}{\partial h} \right)_{p,\xi} \frac{dh}{dt} + \left( \frac{\partial \varrho}{\partial p} \right)_{h,\xi} \frac{dp}{dt}. \quad (\text{B.10b})$$

Die Masse  $M$  des Fluids bestimmt sich für das Kontrollvolumen nach:

$$M = V \cdot \varrho. \quad (\text{B.10c})$$

Daneben berechnet sich der Druck des Fluids im Kontrollvolumen symmetrisch aus den Druckzuständen an der Bilanzgrenze  $A$  und der Bilanzgrenze  $B$ :

$$p = \frac{p_A + p_B}{2}. \quad (\text{B.11})$$

Für das Mehrstoffsystem berechnet sich die zeitliche Änderung der Massenkonzentrationen  $\xi^k$  im Kontrollvolumen nach:

$$M \cdot \frac{d\xi^k}{dt} = (\xi_A^k - \xi^k) \cdot \dot{m}_A + (\xi_B^k - \xi^k) \cdot \dot{m}_B, \quad (\text{B.12})$$

wobei die Summe aller Massenanteile gerade eins ergibt:

$$\sum_k \xi^k = 1. \quad (\text{B.12a})$$

Der konvektive Wärmestrom  $\dot{Q}$  wird bestimmt aus:

$$\dot{Q}_w = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T). \quad (\text{B.13})$$

Dabei ist  $T_w$  die Temperatur der überströmten Wandoberfläche  $A$ , die Temperatur der Fluidströmung ist  $T$  und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient ist  $\alpha$ .

In dem Fall, dass in der VLE-Basiszelle eine eindeutig gerichtete Fluidströmung von der Bilanzgrenze  $A$  zur Bilanzgrenze  $B$  vorliegt, somit für  $\dot{m}_A$  ein positiver Massenstrom und für  $\dot{m}_B$  ein negativer Massenstrom gegeben ist, formuliert sich die Impulsbilanz mit Berücksichtigung des Reibungsdruckabfalls  $\Delta p$  zu:

$$p_B = p_A - \Delta p \quad (\text{B.14a})$$

und bei entgegengesetzt gerichteter Fluidströmung von Bilanzgrenze  $B$  zur Bilanzgrenze  $A$  zu:

$$p_A = p_B - \Delta p. \quad (\text{B.14b})$$

Ebenso gilt für einen über die Bilanzgrenze  $A$  aus dem System tretenden Massenstrom:

$$\xi_A^k = \xi_{aus} = \xi^k \quad (\text{B.15a})$$

und für einen über die Bilanzgrenze  $B$  aus dem System tretenden Massenstrom

$$\xi_B^k = \xi_{aus} = \xi^k. \quad (\text{B.15b})$$

Für die Bestimmung der spezifischen Enthalpie, welche mit einem dem System verlassenden Massenstrom transportiert wird, sind in der VLE-Basiszelle zwei Verfahren implementiert. Zum einen kann die spezifische Austritts-Enthalpie auf Basis der Finite-Volumen-Methode (Patankar [1980], Polifke u. Kopitz [2009]) bestimmt werden, womit für die spezifische Austritts-Enthalpie und für einen über die Bilanzgrenze  $A$  aus dem System tretenden Massenstrom gilt:

$$h_A = h_{aus} = h \quad (\text{B.16a})$$

und für einen über die Bilanzgrenze  $B$  aus dem System tretenden Massenstrom:

$$h_B = h_{aus} = h. \quad (\text{B.16b})$$

Zum anderen ist für die Bestimmung der spezifische Austritts-Enthalpie ein numerisch effizienter und robuster Ansatz nach dem Vorschlag von Schulze u. a. [2011b]; Schulze [2013] implementiert. Dieser Ansatz nutzt die zusätzlich eingeführte Größe  $h_{limit}$ :

$$h_{limit} = h + y_{limit} \cdot \frac{\varrho}{\left(\frac{\partial \varrho}{\partial h}\right)_p}, \quad (\text{B.17})$$

wobei der Wertebereich für  $y_{limit} \in ]0, 1[$  ist.

Für ein aktuell betrachtetes Kontrollvolumen  $i$  ist der Wert für  $h_{limit}$  des benachbarten Kontrollvolumens an der Bilanzgrenze  $A$  mit  $h_{limit,i-1}$  und des benachbarten Kontrollvolumens an der Bilanzgrenze  $B$  mit  $h_{limit,i+1}$  bekannt. Tritt nun über die Bilanzgrenze  $A$  ein Massenstrom aus dem System so gilt für die Bestimmung der spezifischen Austritts-Enthalpie:

$$h_{A,i} = h_{aus,i} = \max \{h_i, h_{limit,i-1}\}. \quad (\text{B.18a})$$

Analog bestimmt sich die spezifische Austritts-Enthalpie an der Bilanzgrenze  $B$ , wenn hier ein Massenstrom aus dem System tritt, nach:

$$h_{B,i} = h_{aus,i} = \max \{h_i, h_{limit,i+1}\}. \quad (\text{B.18b})$$

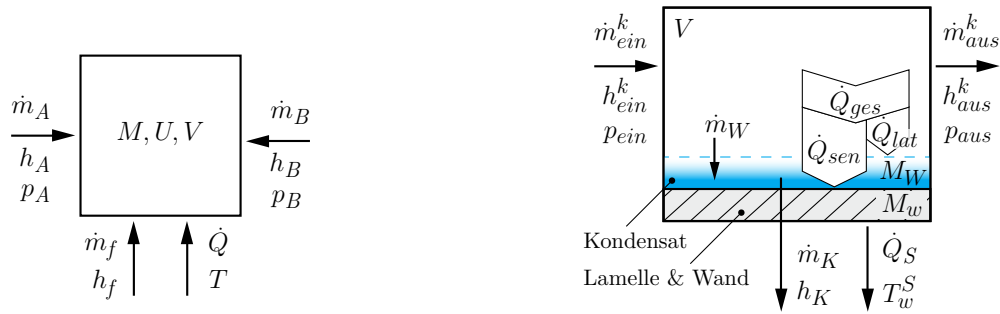
Auf Basis von  $h_{limit}$  und der  $\max$ -Funktion in Gleichung (B.18a) und Gleichung (B.18b) kann der numerische Lösungsprozess auch während auftretender Polstellen des Massenstroms, d.h. ohne eines gegenwärtigen explizit über eine Systemgrenzen tretenden Massenstroms (Null-Massenstrom), robust weitergeführt werden. Die spezifischen Erläuterungen zu diesem Verfahren werden, wie einleitend bereits erwähnt, an dieser Stelle nicht weiter diskutiert und können ausführlich bei Schulze u. a. [2011b], Schulze u. a. [2012] und Schulze [2013] nachgelesen werden.



## Basiszelle für feuchte Luft

Abbildung B.4a zeigt das allgemeine Kontrollvolumen für die Fluidströmung der feuchten Luft (Gas-Dampf-Gemisch). Daneben zeigt Abbildung B.4b eine detaillierte Darstellung der feuchten Luft-Basiszelle mit Skizzierung der inneren Vorgänge für den Fall der Kondensation von Wasserdampf aus dem Luft-Wasserdampf-Gemisch an einer überströmten Wandoberfläche.

Der Stoffstrom der feuchten Luft wird hier als ideales Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf betrachtet. Infolge dieser Mehrstoffbetrachtung umfassen die Massenströme  $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$  die Summe der Einzelstoffströme, wobei der Index  $k$  die Anzahl der Stoffkomponenten kennzeichnet.



(a) Allgemeines Kontrollvolumen.

(b) Detailliertes Kontrollvolumen.

**Abbildung B.4.:** Kontrollvolumen der feuchten Luft-Basiszelle: a) allgemeines Kontrollvolumen der feuchten Luft-Basiszelle und b) detaillierte Ansicht des Kontrollvolumens für die feuchte Luft-Basiszelle mit spezifischer Betrachtung des Fallbeispiels der Kondensation.

Für das allgemeine Kontrollvolumen der feuchten Luft-Basiszelle in Abbildung B.4a lautet der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_A \cdot h_A + \dot{m}_B \cdot h_B + \dot{m}_f \cdot h_f + \dot{Q}, \quad (\text{B.19})$$

wobei der Term  $\dot{m}_f \cdot h_f$  das über die Systemgrenze des Kontrollvolumens ein- oder ausströmende Wasser beschreibt.

Analog zum allgemeinen Kontrollvolumen und Gleichung (B.19) kann auch für das detaillierte Kontrollvolumen aus Abbildung B.4b der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form aufgestellt werden:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{k=1}^2 (\dot{m}_A^k \cdot h_A^k) - \sum_{k=1}^2 (\dot{m}_B^k \cdot h_B^k) - \dot{m}_K \cdot h_K - \dot{Q}_S. \quad (\text{B.20})$$

Für die äußere Betrachtung und Beschreibung der Energieerhaltung des Systems aus Abbildung B.4b ist Gleichung (B.20) völlig hinreichend. Daneben werden jedoch für die Beschreibung der inneren Vorgänge in der feuchten Luft-Basiszelle detailliertere Erhaltungsgleichungen benötigt. Diese detaillierten Erhaltungs- und Transportgleichungen werden nachfolgend für das in Abbildung B.4b dargestellte Fallbeispiel der Kondensation beschrieben.

Die feuchte Luft-Basiszelle wird zur Beschreibung der inneren Vorgänge in zwei Unterbilanzräume gegliedert. Diese zwei Unterbilanzräume sind zum einen der Bilanzraum der feuchten Luft-Strömung und zum anderen ein Bilanzraum bestehend aus dem Kondensat mit der Kondensatwassermasse  $M_W$  (Kondensatwasserfilm) und der überströmten Wand mit der Festkörpermasse  $M_w$  (z.B. Lamelle und Wand eines Wärmeübertragerabschnittes).

Wie bereits zuvor erwähnt, wird die feuchte Luft hier als Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf betrachtet. Die Massenströme  $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$  umfassen somit die Summe der einzelnen Massenströme dieser Stoffkomponenten, gekennzeichnet durch den Index  $k$ . Mit Hilfe dieser Komponenten Kennzeichnung formuliert sich für den Unterbilanzraum der feuchten Luft-Strömung (s. Abbildung B.4b) der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der stationären Form wie folgt:

$$0 = \sum_{k=1}^2 (\dot{m}_A^k \cdot h_A^k) - \sum_{k=1}^2 (\dot{m}_B^k \cdot h_B^k) - \dot{Q}_{ges} . \quad (\text{B.21})$$

Der gesamte Wärmestrom  $\dot{Q}_{ges}$  bildet dabei die Summe aus sensiblem  $\dot{Q}_{sen}$  und latentem  $\dot{Q}_{lat}$  Wärmestrom (wobei streng genommen  $\dot{Q}_{lat}$  ein Enthalpiestrom ist):

$$\dot{Q}_{ges} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (\text{B.22})$$

mit

$$\dot{Q}_{sen} = \hat{\alpha} \cdot A \cdot (T_{ein} - T_w) \quad (\text{B.22a})$$

und

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_W \cdot \Delta h_v , \quad (\text{B.22b})$$

wobei mit  $\dot{m}_W$  der Wassermassenstrom beschrieben wird, welcher bei Kondensation aus dem Stoffgemisch trockene Luft und Wasserdampf als Kondensat ausfällt .

In der feuchten Luft-Basiszelle sind die im Unterbilanzraum des Stoffgemisches trockene Luft und Wasserdampf aufgestellten Erhaltungsgleichungen stationär formuliert. Aufgrund dieser stationären Formulierungen müssen die Vorgänge bzw. die Berechnung des sensiblen und latenten Wärmestroms ( $\dot{Q}_{sen}$  und  $\dot{Q}_{lat}$ ) allein durch den Eintrittszustand der feuchten Luft in das Kontrollvolumen beschrieben werden. Damit infolge der Berechnung mit dem Eintrittszustand der feuchten Luft der sensible Wärmestrom  $\dot{Q}_{sen}$  durch die hiermit betrachtete treibende Temperaturdifferenz ( $T_{ein} - T_w$ ) nicht überschätzt wird, muss eine Transformation des Wärmeübergangskoeffizienten vorgenommen werden, s. Tegethoff [1999]. Diese Transformation des Wärmeübergangskoeffizienten basiert auf der treibenden mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz (s. Bockholt [2009]), woraus resultierend der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient  $\hat{\alpha}$  hervorgeht:

$$\hat{\alpha} = \frac{1}{A} \cdot |\dot{m}| c_p \cdot \left[ 1 - e^{-\left(\frac{\alpha A}{|\dot{m}| c_p}\right)} \right] . \quad (\text{B.23})$$

Daneben wird der Wassermassenstrom  $\dot{m}_W$  des latenten Wärmestroms  $\dot{Q}_{lat}$  berechnet mit:

$$\dot{m}_W = \hat{\beta} \cdot A \cdot \varrho_{ein} \cdot (\xi_{H_2O,ein} - \xi_{H_2O,w}) , \quad (\text{B.24})$$

wobei  $\varrho_{ein}$  die Dichte und  $\xi_{H_2O,ein}$  der Massenanteil des Wasserdampfes der feuchten Luft-Strömung am Eintritt des Kontrollvolumens ist. Der Massenanteil des Wasserdampfes im gesättigten Zustand und in unmittelbarer Nähe der Wand bzw. des Kondensatwasserfilms ist  $\xi_{H_2O,w}$ . Die überströmte Wärmeübertragungsfläche ist durch  $A$  und der Stoffübergangskoeffizient infolge des konvektiven Stofftransportes durch  $\hat{\beta}$  gegeben.

Mit Hilfe der Annahme, dass die Stoff- und Wärmetransportschicht im Unterbilanzraum der feuchten Luft-Strömung vergleichbar sind, also das Wärme- und Stoffübertragung analog verlaufen (vgl. Baehr u. Stephan [2006], Köhler [2014]), kann der Stoffübergangskoeffizient  $\hat{\beta}$  mit Hilfe des Gesetzes von Lewis und auf Basis des scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten  $\hat{\alpha}$  bestimmt werden:

$$\hat{\beta} = \frac{\hat{\alpha}}{\varrho \cdot c_p} \cdot Le^{n-1}. \quad (B.25)$$

Des Weiteren wird vorausgesetzt, dass der Zustand  $Z(p, \varrho, T)$  der feuchten Luft für die hier betrachtete Anwendung genügend weit von der Dampfdruckkurve entfernt ist und somit das Verhalten der feuchten Luft völlig ausreichend als ideales Gasverhalten angenommen werden kann. Infolgedessen gilt, dass die Lewis-Zahl  $Le \approx 1$  ist, wodurch sich die Berechnung des Stoffübergangskoeffizienten  $\hat{\beta}$  vereinfacht zu:

$$\hat{\beta} = \frac{\hat{\alpha}}{\varrho \cdot c_p}. \quad (B.26)$$

Die stationäre Massenbilanz vom Unterbilanzraum des Stoffgemisches trockene Luft und Wasserdampf (Strömung der feuchten Luft) ist wie folgt formuliert:

$$0 = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_A^k - \sum_{k=1}^2 \dot{m}_B^k - \dot{m}_W. \quad (B.27)$$

Daneben lautet die Impulsbilanz der feuchten Luftströmung mit Beachtung des Reibungsdruckabfalls  $\Delta p$ :

$$p_{aus} = p_{ein} - \Delta p. \quad (B.28)$$

Wie bereits oben beschrieben, ist die feuchte Luft-Basiszelle in zwei Unterbilanzräume gegliedert. Die Erhaltungs- und Transportgleichungen für den Bilanzraum der feuchten Luft-Strömung wurden zuvor gezeigt. Nachfolgend werden die Erhaltungsgleichungen des zusammengesetzten Unterbilanzraumes aus Kondensatwassermasse (Kondensatwasserfilm)  $M_W$  und überströmten Wand mit der Festkörpermasse (Lamelle und Wand eines Wärmeübertragerabschnittes)  $M_w$  beschrieben.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in seiner instationären Form ist für den Bilanzraum des Kondensatwasserfilms  $M_W$  und der Festkörpermasse  $M_w$  wie folgt formuliert:

$$(c_{v,w} \cdot M_w + c_{v,W} \cdot M_W) \cdot \frac{dT_{wW}}{dt} = \dot{Q}_{ges} - \dot{Q}_S, \quad (B.29)$$

wobei die Annahme getroffen wird, dass  $M_W$  und  $M_w$  im thermischen Gleichgewicht stehen:

$$T_W = T_w = T_{wW}. \quad (\text{B.29a})$$

Die Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}_S$  aufgrund von Wärmeleitung folgt der bereits weiter oben dargestellten Berechnung der Wärmeströme in der Basiszelle für den Festkörper.

Die Massenbilanz des Kondensatwasserfilms  $M_W$  wird instationär durch die zeitliche Änderung der Wassermasse ausgedrückt mit:

$$\frac{dM_W}{dt} = \dot{m}_W - \dot{m}_K, \quad (\text{B.30})$$

wobei der über die Systemgrenze fließende Kondensatmassenstrom  $\dot{m}_K$  nach Böttcher [2006] auf Basis der maximal speicherbaren Wassermasse  $M_{W,max}$  angenommen wird:

$$\dot{m}_K = \dot{m}_W \cdot \frac{M_W}{M_{W,max}}. \quad (\text{B.31})$$

In dem Fall, dass  $M_W$  die maximal speicherbare Wassermasse  $M_{W,max}$  erreicht, wird die stationäre Bedingung erfüllt, womit  $\dot{m}_K = \dot{m}_W$  ist.

## Ventil-Komponentenmodell

Wie oben einleitend erwähnt, basiert das Komponentenmodell des Ventils aus der TIL Suite [2016] nicht auf den zuvor dargestellten Basiszellen, gleichwohl kann aber auch hier ein Bilanzraum für das Ventilmodell skizziert werden, s. Abbildung B.5.

Das Ventilmodell kann als Einstoff- aber auch als Mehrstoffsystem betrachtet werden, wobei analog zur VLE-Basiszelle für das Mehrstoffsystem die massenbezogenen Anteile der einzelnen Stoffkomponenten in den Stoffströmen mit den jeweiligen Massenanteilen  $\xi^k$  beschrieben werden. Im Bilanzraum des Ventilmodells wird keine Masse gespeichert (s. stationäre Massenbilanz in Gleichung (B.33)), wodurch die Massenanteile des Stoffstroms am Eintritt gleich der Massenanteile am Austritt sind. Infolgedessen soll nachfolgend auf die Darstellung des Mehrstoffsystems verzichtet und das Ventilmodell allein auf Basis des Einstoffsystems beschrieben werden.

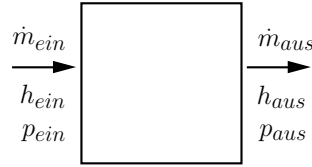


Abbildung B.5.: Bilanzraum des Ventil-Komponentenmodells.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in seiner stationären Form ist für das Ventilmodell wie folgt formuliert:

$$0 = \dot{m}_{ein} \cdot h_{ein} - \dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} . \quad (\text{B.32})$$

Die Massenerhaltung der Fluidströmung durch das Ventil wird ebenfalls stationär beschrieben mit:

$$0 = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} . \quad (\text{B.33})$$

Für die Verwendung des Ventilmodells als Expansionsventil wird angenommen bzw. vorausgesetzt, dass am Eintritt des Expansionsventils das Kältemittel flüssig bzw. als unterkühlte Flüssigkeit (vgl. Kapitel 6) vorliegt. Weiterhin wird vorausgesetzt, dass die Fluidgeschwindigkeit in der Drosselstelle genügend weit von der Schallgeschwindigkeit entfernt ist und das in der Drosselstelle noch keine Verdampfung des Kältemittels stattfindet. Unter Berücksichtigung dieser Voraussetzungen kann die Berechnung des Fluidmassenstroms durch das Ventil näherungsweise mit Hilfe der bernoullischen Druckgleichung für inkompressible Flüssigkeiten vorgenommen werden:

$$\dot{m} = \alpha \cdot A_d \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho_{ein} \cdot \Delta p} = A_{eff} \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho_{ein} \cdot \Delta p} . \quad (\text{B.34})$$

Dabei ist  $\alpha$  der Einschnürfaktor der Fluidströmung im Ventilquerschnitt  $A_d$ , womit der effektive Querschnitt  $A_{eff}$  geringer als der geometrische Ventilquerschnitt  $A_d$  ist.

Für den Fall, dass die oben genannten Voraussetzungen für das Expansionsventil nicht zutreffen, zum Beispiel aufgrund einer Gasströmung, der Strömung eines Dampf-Flüssigkeits-Gemisches oder

einer Überschallströmung, verliert Gleichung (B.34) ihre angenäherte Gültigkeit und es müssen andere Gleichungen zur Berechnung des Massenstroms verwendet werden, s. hierzu z.B. Mayinger [1982], Spurk [1996], Bošnjaković u. Knoche [1998], Arsenjev u. a. [2003], Brennen [2005] und White [2011].

Die Impulserhaltung der Fluidströmung wird, unter Berücksichtigung der oben angenommenen Voraussetzungen, im Ventilmodell beschrieben mit:

$$\Delta p = p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}} . \quad (\text{B.35})$$

Aus der stationär formulierten Energie- und Massenerhaltung folgt:

$$h_{\text{aus}} = h_{\text{ein}} . \quad (\text{B.36})$$

## Kältemittelsammler-Komponentenmodell

Das Komponentenmodell des Kältemittelsammlers aus der TIL Suite [2016] (je nach Einbaulage im Kältekreislauf - Hoch-, Mittel- oder Niederdruck - ebenso bezeichnet als Seperator, Mitteldruckflasche, Abscheider oder Akkumulator) beschreibt eine Kältemittelvolumenkomponente, welche einströmendes und mögliches zweiphasiges Kältemittel in einem definierten Füllstandbereich in Gas- und Flüssigkeitsanteil separiert, vgl. Raiser [2005], Bockholt [2009].

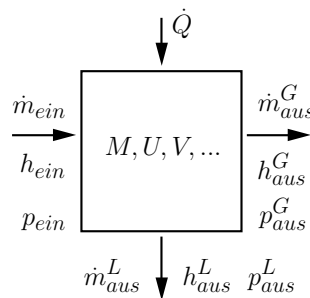
Die Trennung von Gas- und Flüssigkeitsphase wird auf Basis einer relativen Füllstandberechnung (vgl. Gleichung (B.40)) im Standardbereich zwischen 10% und 90% vorgenommen. Daneben werden im Modell ebenso folgende Grenzbereiche beachtet:

- ♦ Im Fall, dass der Füllstand kleiner als 10% ist, tritt am vorgesehenen Austritt für den Flüssigkeitsanteil gasförmiges Kältemittel aus.
- ♦ Im Fall, dass der Füllstand größer als 90% ist, tritt am vorgesehenen Austritt für den Gasanteil flüssiges Kältemittel aus.

Der Übergang zwischen dem Bereich der Abscheidung von Gas- und Flüssigkeitsanteil zu den Grenzfällen Füllstand  $\leq 10\%$  und Füllstand  $\geq 90\%$  ist hierbei mit einer stetigen Mischübergangsfunktion versehen. Eine solche Übergangscharakteristik ist z.B. bei Schulze u. a. [2011a] dargestellt. Neben dem zuvor beschriebenen Seperatorverhalten kann das Komponentenmodell des Kältemittelsammlers aus der TIL Suite [2016] ebenso mit empirisch ermittelten Zusammenhängen (s. Raiser [2005]) für das Seperatorverhalten erweitert werden.

Der Kältemittelsammler kann als Einstoff- aber auch als Mehrstoffsystem betrachtet werden, wobei analog zur VLE-Basiszelle für das Mehrstoffsystem die massenbezogenen Anteile der einzelnen Stoffkomponenten im System und in den Stoffströmen mit den jeweiligen Massenanteilen  $\xi^k$  beschrieben werden. Nachfolgend wird auf die Darstellung des Mehrstoffsystems verzichtet und das Komponentenmodell des Kältemittelsammlers allein auf Basis des Einstoffsystems beschrieben.

Das prinzipielle Kontrollvolumen des Kältemittelsammler-Modells zeigt Abbildung B.6, dabei stehen die Indizes  $G$  und  $L$  für die vorgesehene Abscheidung für den Gas- und den Flüssigkeitsanteil.



**Abbildung B.6.:** Kontrollvolumen des Kältemittelsammler-Komponentenmodells.

Für das Komponentenmodell des Kältemittelsammlers ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form formuliert mit:

$$M \cdot \frac{dh}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot (h_{ein} - h) - \dot{m}_{aus}^G \cdot (h_{aus}^G - h) - \dot{m}_{aus}^L \cdot (h_{aus}^L - h) + \dot{Q} + V \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (\text{B.37})$$

Daneben lautet die Gleichung für die Massenerhaltung:

$$V \cdot \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus}^G - \dot{m}_{aus}^L, \quad (\text{B.38})$$

wobei die zeitliche Änderung der Kältemittelmasse  $M$  im Kontrollvolumen gleich dem konstant angenommenen Kältemittelvolumen  $V$  und der zeitlichen Änderung der Kältemitteldichte  $\rho$  entspricht:

$$\frac{dM}{dt} = V \cdot \frac{d\rho}{dt}. \quad (\text{B.38a})$$

Die Berechnung der zeitlichen Fluidichteänderung erfolgt explizit durch die partiellen Ableitungen der Größen spezifische Enthalpie  $h$  und Druck  $p$ :

$$\frac{d\rho}{dt} = \left( \frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \frac{dh}{dt} + \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h \frac{dp}{dt}. \quad (\text{B.38b})$$

Die Masse  $M$  des Kältemittels im Kältemittelsammler berechnet sich für das Kontrollvolumen nach:

$$M = V \cdot \rho. \quad (\text{B.38c})$$

Daneben wird für die im Kältemittelsammler koexistierenden Kältemittelphasen flüssig und gasförmig angenommen, dass sich beide Kältemittelphasen im vollständigen Gleichgewicht miteinander befinden, wodurch gilt:

$$p = p_{aus}^G = p_{aus}^L \quad (\text{B.39a})$$

und

$$T = T_{aus}^G = T_{aus}^L. \quad (\text{B.39b})$$

Der Füllstand  $H_{FS}$  im Kältemittelsammler, auf den das anfangs beschriebenen Separatorverhalten basiert, wird in Abhängigkeit vom flüssigen Kältemittelvolumen  $V_L$  in Bezug auf das innere Gesamtvolumen  $V_S$  des Kältemittelsammlers berechnet:

$$H_{FS} = \frac{V_L}{V_S} = (1 - q) \frac{\rho}{\rho_L} = \left( \frac{\rho}{\rho_L} \right) \left( \frac{h_G - h}{h_G - h_L} \right), \quad (\text{B.40})$$

wobei  $q$  der Dampfanteil,  $\rho$  die Dichte und  $h$  die spezifische Enthalpie des Kältemittels im Kältemittelsammler ist.



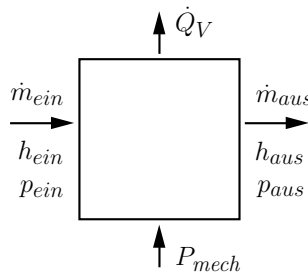
## Kältemittelverdichter-Komponentenmodell

Die TIL Suite [2016] bietet zur Beschreibung von Kältemittelverdichtern zwei Modellierungsansätze. Diese zwei Modellierungsansätze sind zum einen eine physikalisch motivierte Modellierungsmethode auf Basis der Beschreibung von Verlusten im Verdichter (z.B.: mechanische Reibung, interne Leckage, Rückexpansion usw., s. Gräber [2014], Schedel [2015]) und zum anderen eine Modellierungsmethode auf Basis der Beschreibung von äußeren Verdichter-Bewertungsgrößen bzw. -Wirkungsgraden, s. Försterling [2003].

Das in der vorliegenden Arbeit eingesetzte Komponentenmodell des Kältemittelverdichters baut auf der Modellierungsmethode auf Basis der Beschreibung von äußeren Verdichter-Bewertungsgrößen bzw. -Wirkungsgraden auf. Diese äußeren Bewertungsgrößen bzw. Wirkungsgrade zur Charakterisierung des Kältemittelverdichters sind der effektive Liefergrad  $\lambda_{eff}$ , der effektive isentrope Gütegrad  $\eta_{eff,is}$  und der isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{is}$ . Mit Hilfe dieser Bewertungsgrößen wird der Verdichter vollständig als Funktion des Ansaugzustandes  $h_s(p_s, T_s)$ , dem Verdichtungsenddruck  $p_d$  sowie der Verdichterdrehzahl  $n$  beschrieben, s. Försterling [2003].

Das Kältemittelverdichter-Komponentenmodell kann als Einstoff- aber auch als Mehrstoffsystem betrachtet werden, wobei analog zur VLE-Basiszelle für das Mehrstoffsystem die massenbezogenen Anteile der einzelnen Stoffkomponenten in den Stoffströmen mit den jeweiligen Massenanteilen  $\xi^k$  beschrieben werden. Im Bilanzraum des Kältemittelverdichter-Modells wird keine Masse gespeichert (s. stationäre Massenbilanz in Gleichung (B.45)), wodurch die Massenanteile des Stoffstroms am Eintritt gleich der Massenanteile am Austritt sind. Infolgedessen wird nachfolgend auf die Darstellung des Mehrstoffsystems verzichtet und das Komponentenmodell des Kältemittelverdichtersl allein auf Basis des Einstoffsystems beschrieben.

Der prinzipielle Bilanzraum für das verwendete Kältemittelverdichter-Komponentenmodell ist in Abbildung B.7 dargestellt.



**Abbildung B.7.:** Bilanzraum des Kältemittelverdichter-Komponentenmodells.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der stationären Form ist für das Verdichtermodell aus Abbildung B.7 wie folgt formuliert:

$$0 = \dot{m}_{ein} \cdot h_{ein} - \dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} + P_{mech} - \dot{Q}_V, \quad (\text{B.41})$$

wobei mit  $\dot{Q}_V$  der Wärmeverlust bzw. Verlustwärmestrom über das Verdichtergehäuse an die Umgebung berücksichtigt wird, welcher aus der Differenz von Wellenleistung und des zu- und abgeführten Enthalpiestroms bestimmt wird:

$$\dot{Q}_V = P_{mech} + \dot{m}_{eff} \cdot (h_s - h_d) = 2 \cdot \pi \cdot |M| \cdot n + \dot{m}_{eff} \cdot (h_s - h_d) . \quad (\text{B.41a})$$

Der oben bereits erwähnte effektive Liefergrad  $\lambda_{eff}$  bildet das Verhältnis aus effektiv gefördertem Kältemittelmassenstrom zum theoretisch möglichen Fördermassenstrom:

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{m}_{eff}}{V_H \cdot n \cdot z \cdot \varrho(p_s, T_s)} . \quad (\text{B.42})$$

Daneben wird mit dem effektiven isentropen Gütegrad  $\eta_{eff, is}$  das Verhältnis zwischen der theoretischen isentropen Vergleichsleistung und der Wellenleistung beschrieben, wobei die theoretische isentrope Vergleichsleistung auf die Ansaugbedingung  $h_s(p_s, T_s)$ , den Druck am Druckstutzen  $p_d$  sowie den effektiven Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{eff}$  bezogen ist:

$$\eta_{eff, is} = \frac{P_{is}}{P_{mech, Welle}} = \frac{\dot{m}_{eff} \cdot [(h_d)_{s=kons} - h_s]}{2 \cdot \pi \cdot |M| \cdot n} . \quad (\text{B.43})$$

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{is, V}$  drückt das Verhältnis zwischen der Enthalpieerhöhung entsprechend einer idealen isentropen Verdichtung und der tatsächlichen Enthalpiezunahme des real verdichteten Kältemittels aus:

$$\eta_{is, V} = \frac{(h_d)_{s=kons} - h_s}{h_d - h_s} . \quad (\text{B.44})$$

Die Massenerhaltung ist im Kältemittelverdichter-Modell stationär formuliert:

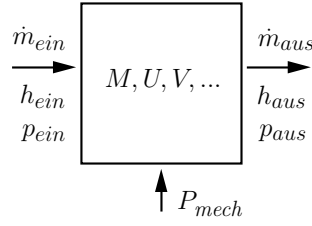
$$0 = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} , \quad (\text{B.45})$$

womit resultierend gilt:

$$\dot{m}_{aus} = \dot{m}_{ein} = \dot{m}_{eff} . \quad (\text{B.46})$$

## Wasserpumpen-Komponentenmodell

Das prinzipielle Kontrollvolumen des Wasserpumpen-Komponentenmodells ist in Abbildung B.8 dargestellt. Das skizzierte Kontrollvolumen zeigt für die Fluidströmung der einleitend genannten inkompressiblen Flüssigkeit die über die Systemgrenzen tretenden Größen: Massenstrom  $\dot{m}$ , spezifische Enthalpie  $h$  und Druck  $p$  sowie die zugeführte mechanische Antriebsleistung  $P_{mech}$  der Wasserpumpe.



**Abbildung B.8.:** Kontrollvolumen des Wasserpumpen-Komponentenmodells.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form ist für das Wasserpumpen-Komponentenmodell aus Abbildung B.8 wie folgt formuliert:

$$c_v \cdot M \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot (h_{ein} - h) - \dot{m}_{aus} \cdot (h_{aus} - h) + P_{mech}, \quad (\text{B.47})$$

wobei die mechanische Pumpenantriebsleistung  $P_{mech}$  die Summe aus hydraulischer Förderleistung  $P_{hyd}$  und Pumpenverlustleistung  $P_V$  ist:

$$P_{mech} = P_{hyd} + P_V \quad (\text{B.47a})$$

und die hydraulische Pumpenförderleistung definiert ist durch:

$$P_{hyd} = \dot{V} \cdot \Delta p = \dot{m} \cdot \varrho \cdot \Delta p. \quad (\text{B.47b})$$

Die Änderung der Förderhöhe bzw. der Druckerhöhung  $\Delta p$  zu Fördervolumenstrom  $\dot{V}$  kann mit Hilfe eines spezifischen Kennfeldes, einer spezifisch konstruierten Pumpenkennlinie oder alternativ mit der folgenden allgemeinen Pumpenkennlinie (für Strömungsmaschinen) beschrieben werden:

$$dp_{n=kons.} = dp_{0,nom}(n_{nom}) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\dot{V}_{n=kons.}}{\dot{V}_{0,nom}(n_{nom})} \right)^2 \right]. \quad (\text{B.48})$$

Dabei beschreibt  $dp_{0,nom}(n_{nom})$  den Schnittpunkt der nominellen Pumpenkennlinie mit der Ordinate bei maximaler Förderhöhe bzw. Druckerhöhung und  $\dot{V}_{0,nom}(n_{nom})$  den Schnittpunkt der nominellen Pumpenkennlinie mit der Abszisse bei maximalem Fördervolumenstrom.

Auf Basis des Newtonschen-Ähnlichkeitsgesetzes, hier auch als Drehzahl-Affinitätsgesetz bekannt (s. Pfeleiderer u. Petermann [2005], Sigloch [2006]), sind Pumpenkennlinien bei veränderlicher Pumpendrehzahl  $n$  innerhalb eines Bereiches ohne Kavitation und geringer Fluidzähigkeit aneinander

gebunden durch:

$$\dot{V}_0(n) = \dot{V}_{0,nom}(n_{nom}) \cdot \frac{n}{n_{nom}} \quad (\text{B.49a})$$

und

$$\Delta p_0(n) = \Delta p_{0,nom}(n_{nom}) \cdot \frac{\varrho(p, T)}{\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})} \cdot \left(\frac{n}{n_{nom}}\right)^2, \quad (\text{B.49b})$$

wobei an dieser Stelle zusätzlich die Änderung der Fluidichte  $\varrho(p, T)$  bei unterschiedlichem Druck  $p$  und unterschiedlicher Temperatur  $T$  zum nominellen Zustand  $\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})$  berücksichtigt wird.

Ausgehend von den Modellannahmen aus Gleichung (B.49a) und Gleichung (B.49b) kann die Pumpenkennlinie aus Gleichung (B.48) in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl  $n$  formuliert werden zu:

$$\Delta p(n) = \Delta p_{0,nom}(n_{nom}) \cdot \left(\frac{\varrho(p, T)}{\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_{nom}}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{n_{nom} \cdot \dot{V}(n)}{n \cdot \dot{V}_{0,nom}(n_{nom})}\right)\right]. \quad (\text{B.50})$$

Daneben erfolgt die Berechnung der Pumpenverlustleistung in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl und auf Basis des Drehzahl-Affinitätsgesetzes mit:

$$P_V(\Delta p, \dot{V}) = P_{V,nom}(\eta_{nom}, \Delta p_{0,nom}, \dot{V}_{0,nom}) \cdot \left(\frac{\varrho(p, T)}{\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_{nom}}\right)^i. \quad (\text{B.51})$$

Hierbei wird wiederum die Änderung der Fluidichte  $\varrho(p, T)$  bei verändertem Druck  $p$  und veränderter Temperatur  $T$  zum nominellen Zustand  $\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})$  berücksichtigt. Der Exponent  $i$  in Gleichung (B.51) ist in der Theorie der Drehzahl-Affinitätsgesetze mit  $i=3$  definiert, s. Pfeleiderer u. Petermann [2005], Sigloch [2006]. In der praktischen Anwendung hat sich, nach erfolgreicher Kalibrierung des Modells auf spezifische Wasserpumpen, jedoch ein Exponent von  $i=2,4$  als wesentlich zielgenauer herausgestellt.

Die Pumpenverlustleistung  $P_V$  kann, wie auch die charakteristische Pumpenkennlinie, durch eine eigens definierte Funktion, ein spezifisches Kennfeld oder alternativ durch folgende Funktion in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl  $n$  bestimmt werden:

$$P_V = \Delta p_{0,nom} \cdot \dot{V}_{0,nom} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{nom}} - 1\right) \cdot \left(\frac{2}{3^{1,5}}\right) \cdot \left(\frac{\varrho(p, T)}{\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_{nom}}\right)^{2,4}, \quad (\text{B.52})$$

wobei  $\eta_{nom}$  der Pumpenwirkungsgrad im nominellen Zustandspunkt ist und allgemein bestimmt wird durch:

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{mech}}. \quad (\text{B.53})$$

Die Massenbilanz der inkompressiblen Fluidströmung wird im Wasserpumpen-Modell zum einen stationär, durch Vernachlässigung der thermischen Ausdehnung, wie folgt beschrieben:

$$\frac{dM}{dt} = 0 = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus}, \quad (\text{B.54a})$$

oder zum anderen instationär, durch Berücksichtigung der thermischen Ausdehnung der Flüssigkeit und unter Verwendung des isobaren Ausdehnungskoeffizienten  $\beta$ , ausgedrückt durch:

$$\frac{dM}{dt} = -\beta \cdot \varrho \cdot V \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} . \quad (\text{B.54b})$$

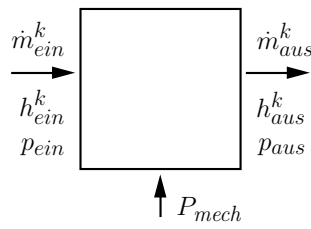
Daneben ist die Impulsbilanz mit Berücksichtigung der drehzahlabhängigen Pumpenförderhöhe bzw. Pumpendruckerhöhung  $\Delta p(n)$  wie folgt formuliert:

$$p_{aus} = p_{ein} + \Delta p(n) . \quad (\text{B.55})$$

## Lüfter-/Gebläse-Komponentenmodell

Der prinzipielle Bilanzraum des Lüfter- bzw. Gebläse-Komponentenmodells zeigt Abbildung B.9. Dargestellt sind die grundlegenden über die Systemgrenzen tretenden Größen der betrachteten feuchten Luftströmung (Gas-Dampf-Gemisch): Massenstrom  $\dot{m}$ , spezifische Enthalpie  $h$  und Druck  $p$  sowie die zugeführte mechanische Antriebsleistung  $P_{mech}$  des Lüfter- bzw. Gebläsemodells.

Der Stoffstrom der feuchten Luft wird hier als ideales Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf betrachtet. Infolge dieser Mehrstoffbetrachtung umfassen die Massenströme  $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$  die Summe der Einzelstoffströme, wobei der Index  $k$  die Anzahl der Stoffkomponenten kennzeichnet.



**Abbildung B.9.:** Bilanzraum des Lüfter-/Gebläse-Komponentenmodells.

Für den in Abbildung B.9 dargestellten Bilanzraum des Lüfter- bzw. Gebläse-Komponentenmodells ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der stationären Form wie folgt aufgestellt:

$$0 = \sum_{k=1}^2 \left( \dot{m}_{ein}^k \cdot h_{ein}^k \right) - \sum_{k=1}^2 \left( \dot{m}_{aus}^k \cdot h_{aus}^k \right) + P_{mech}. \quad (\text{B.56})$$

Die zugeführte mechanische Antriebsleistung bildet dabei die Summe aus hydraulischer Förderleistung und Lüfter- bzw. Gebläseverlustleistung:

$$P_{mech} = P_{hyd} + P_V, \quad (\text{B.56a})$$

wobei sich die hydraulische Förderleistung berechnet nach:

$$P_{hyd} = \dot{V} \cdot \Delta p = \dot{m} \cdot \varrho \cdot \Delta p \quad (\text{B.56b})$$

und die Verlustleistung aus der Summe von Schaufelverlusten  $P_{V,b}$  und Stoßverlusten  $P_{V,i}$  bestimmt wird:

$$P_V = P_{V,b} + P_{V,i}. \quad (\text{B.56c})$$

Mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze (vgl. Gleichung (B.49a) und Gleichung (B.49b) und s. Petermann [1988], Bommes u. a. [1994], Pfeleiderer u. Petermann [2005] sowie Sigloch [2006]), hier auch als Proportionalitätsgesetze bekannt, wird der Fördermassenstrom des Lüfters bzw. Gebläses berechnet mit:

$$\dot{m}(n) = \sqrt{\frac{\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom}) \cdot \Delta p(n)}{\varrho(p, T) \cdot \Delta p_{nom}(n_{nom})}} \cdot \varrho(p, T) \cdot \dot{V}_{nom}(n_{nom}). \quad (\text{B.57})$$

Hierbei wird in Gleichung (B.57) mit  $\Delta p(n)$  die vorliegende Druckerhöhung und mit  $\Delta p_{nom}$  und  $\dot{V}_{nom}$  ein nomineller Arbeitspunkt auf der charakteristischen Lüfter- bzw. Gebläsekennlinie bei nomineller Lüfter- bzw. Gebläsedrehzahl  $n_{nom}$  beschrieben (s. Lüfter- bzw. Gebläse-Kennlinienkonstruktion aus TIL Suite [2016]). Zudem wird mit  $\varrho(p, T)$  die Änderung der Fluidichte bei verändertem Druck  $p$  und veränderter Temperatur  $T$  zum nominellen Zustand  $\varrho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})$  berücksichtigt.

Die Verlustleistungsanteile Schaufelverluste  $P_{V,b}$  und Stoßverluste  $P_{V,i}$  (s. Petermann [1988], Pfeleiderer u. Petermann [2005] und Sigloch [2006])) werden im Lüfter- bzw. Gebläsemodell auf Basis einer nominellen Verlustleistung  $P_{V,nom}$  bestimmt:

$$P_{V,nom} = \left( \frac{1}{\eta_{hyd-max}} - 1 \right) \cdot P_{hyd-max}, \quad (B.58)$$

wobei  $P_{hyd-max}$  die maximale hydraulische Leistung des Lüfters bzw. Gebläses entsprechend der charakteristischen Lüfter- bzw. Gebläsekennlinie ist. Der maximale hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_{hyd-max}$  wird im Punkt der zuvor bestimmten maximalen hydraulischen Leistung mit der dort vorliegenden Lüfter- bzw. Gebläseantriebsleistung  $P_{mech,hyd-max}$  ermittelt:

$$\eta_{hyd-max} = \frac{P_{hyd-max}}{P_{mech,hyd-max}}. \quad (B.58a)$$

Die Schaufelverluste berechnen sich auf Basis der nominellen Verlustleistung  $P_{V,nom}$  mit:

$$P_{V,b} = P_{V,nom} \cdot \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{hyd-max}} \right)^i \quad (B.59)$$

und die Stoßverluste nach:

$$P_{V,i} = a_i \cdot P_{V,nom} \cdot \left( 1 - \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{hyd-max}} \right)^2. \quad (B.60)$$

Der Exponent  $i$  in der Berechnung der Schaufelverluste  $P_{V,b}$  und der Faktor  $a_i$  in der Berechnung der Stoßverluste  $P_{V,i}$  sind nicht durch feste Werte definiert und können in einem Bereich von  $i=1,8\dots2$  und  $a_i=0,5\dots0,9$  variieren, s. Petermann [1988], Pfeleiderer u. Petermann [2005]. In der praktischen Anwendung haben sich, nach erfolgreicher Kalibrierung des Modells auf spezifische Lüfter bzw. Gebläse, in guter Näherung jedoch die Werte von  $i=2,3$  und  $a_i=0,4$  als wesentlich zielgenauer herausgestellt.

Daneben ist  $\dot{V}$  der vorliegende Lüfter- bzw. Gebläse-Fördervolumenstrom und  $\dot{V}_{hyd-max}$  der maximale Fördervolumenstrom entsprechend der charakteristischen Lüfter- bzw. Gebläsekennlinie (infolge einer Lüfter- bzw. Gebläsedrehzahländerung sind diese nach den Proportionalitätsgesetzen umzurechnen).

Die Massenerhaltung des geförderten Stoffgemisches trockene Luft und Wasserdampf (Strömung der feuchten Luft) ist im Lüfter- bzw. Gebläsemodell stationär beschrieben mit:

$$0 = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{ein}^k - \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{aus}^k. \quad (B.61)$$

Die Impulsbilanz ist bei vorliegender Druckerhöhung  $\Delta p(n)$  wie folgt formuliert:

$$p_{aus} = p_{ein} + \Delta p(n) . \quad (\text{B.62})$$



## B.2. Fahrzeuginnenraum

Das in Kapitel 2 vorgestellte Simulationsmodell des Omnibusinnenraums basiert auf einer Modellbibliothek für die Innenraumsimulation mit der vorrangigen Ausrichtung auf die mobile Anwendung. Diese Innenraummodellbibliothek wurde im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit als Erweiterungsmodellbibliothek für die Komponentenbibliothek TIL Suite [2016] entwickelt. Neben dem in der vorliegenden Arbeit gezeigten Omnibusinnenraummodell (s. Abbildung 2.14) kann mit Hilfe dieser Innenraummodellbibliothek ebenso der Innenraum von Personenkraftwagen, Personenzügen (auch Tram), Lastkraftwagen sowie der Aufbau von Kühlfahrzeugen simuliert werden.

Die Modellierung der verschiedenen zuvor genannten Innenraummodelle basiert grundlegend auf vier Basiselementen: (1) Element für Innenraumluft, (2) Element für Wandungen, (3) Element für Verglasungen bzw. Scheiben und (4) Element für Einbauten.

Neben diesen aufgezählten Basiselementen werden Insassen als ein weiteres Element im Innenraummodell berücksichtigt. Dabei ist das Insassenelement im Wesen nicht mit den zuvor aufgezählten Basiselementen vergleichbar, da in diesem Element keine Erhaltungsgleichungen formuliert werden. Das Insassenelement dient allein zur Beschreibung insassenbasierter Randbedingungen und ist Quelle für sensible und latente Wärme sowie für langwellige Wärmestrahlung.

Für die gerade aufgezählten Basiselemente: (1) Innenraumluft, (2) Wand, (3) Scheibe und (4) Einbauten werden nachfolgend die grundlegenden Erhaltungs- und Transportgleichungen beschrieben.

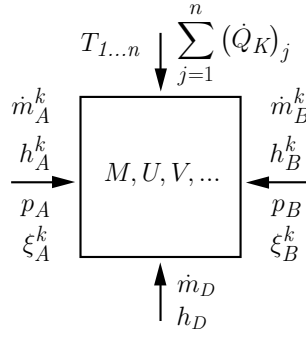
### Basiselement für Innenraumluft

Das Innenraumluft-Basiselement basiert grundlegend auf dem bereits weiter oben genannten Fluidtyp der feuchten Luft (Gas-Dampf-Gemisch). Das prinzipielle Kontrollvolumen des Innenraumluft-Basiselementes zeigt Abbildung B.10.

Das System wird hier als Mehrstoffsystem betrachtet, womit ebenso die über die Systemgrenzen des Kontrollvolumens tretenden Massenströme (hier  $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$ ) als Mehrstoffströme behandelt werden. Die massenbezogenen Anteile der einzelnen Stoffkomponenten im System und in den Stoffströmen werden mit dem jeweiligen Massenanteil  $\xi^k$  beschrieben, wobei der Index  $k$  die Anzahl der Stoffkomponenten kennzeichnet.

Neben den Stoffströmen ( $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$ ) kann sowohl eine Vielzahl konvektiver Wärmeströme ( $\dot{Q}_K$ ) als auch latente Wärme aufgrund eines Wasserdampfmassenstroms ( $\dot{m}_D \cdot h_D$ ) über die Systemgrenze des Innenraumluft-Basiselementes treten.

Für die nachfolgende Beschreibung des Innenraumluft-Basiselementes soll sich die Betrachtung des Mehrstoffsystems auf die wesentlichen Stoffkomponenten trockene Luft und Wasserdampf zur Abbildung des Fluidtyps feuchte Luft beschränken, somit ist  $k=2$ .



**Abbildung B.10.:** *Kontrollvolumen des Innenraumluf-Basiselementes (Reduzierte Darstellungsform mit zwei Massenströmen  $\dot{m}_A$  und  $\dot{m}_B$ , keine Einschränkung der Allgemeinheit von weiteren Massenströmen).*

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik formuliert sich für das in Abbildung B.10 dargestellte Kontrollvolumen des Innenraumluf-Basiselementes zu:

$$M \cdot \frac{dh}{dt} = \dot{m}_A \cdot (h_A - h) + \dot{m}_B \cdot (h_B - h) + \dot{m}_D \cdot h_D + \sum_{j=1}^n (\dot{Q}_K)_j + V \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (\text{B.63})$$

wobei für das hier betrachtete Mehrstoffsystem der feuchten Luft, als ideales Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf, gilt:

$$\dot{m}_A = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_A^k \quad (\text{B.63a})$$

und

$$\dot{m}_B = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_B^k \quad (\text{B.63b})$$

sowie

$$h_A = \sum_{k=1}^2 \xi_A^k \cdot h_A^k \quad (\text{B.63c})$$

und

$$h_B = \sum_{k=1}^2 \xi_B^k \cdot h_B^k. \quad (\text{B.63d})$$

Die latente Wärme  $\dot{m}_D \cdot h_D$  resultiert hier aus der Abgabe von Wasserdampf durch Insassen infolge von Atmung und Transpiration. Die von den Insassen abgegebene sensible Wärme wird daneben in der Summe der konvektiven Wärmeströme  $\sum_j (\dot{Q}_K)_j$  berücksichtigt.

Die Massenerhaltung ist im Innenraumluf-Basiselement wie folgt formuliert:

$$\frac{dM}{dt} = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_A^k + \sum_{k=1}^2 \dot{m}_B^k + \dot{m}_D, \quad (\text{B.64})$$

wobei die zeitliche Änderung der Masse  $M$  im Kontrollvolumen gleich dem konstant angenommenen Volumen und der Änderung der Fluidichte entspricht:

$$\frac{dM}{dt} = V \cdot \frac{d\rho}{dt}. \quad (\text{B.64a})$$

Die Berechnung der zeitlichen Fluidichteänderung erfolgt explizit durch die partiellen Ableitungen der Massenkonzentration  $\xi$ , der spezifischen Enthalpie  $h$  und des Drucks  $p$ :

$$\frac{d\rho}{dt} = \left( \frac{\partial \rho}{\partial \xi} \right)_{p,h} \frac{d\xi}{dt} + \left( \frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_{p,\xi} \frac{dh}{dt} + \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_{h,\xi} \frac{dp}{dt}. \quad (\text{B.64b})$$

Die Masse  $M$  des Fluids berechnet sich für das Kontrollvolumen nach:

$$M = V \cdot \rho. \quad (\text{B.64c})$$

Daneben berechnet sich der Druck des Fluids im Kontrollvolumen symmetrisch aus den Druckzuständen an der Bilanzgrenze  $A$  und der Bilanzgrenze  $B$ :

$$p = \frac{p_A + p_B}{2}. \quad (\text{B.65})$$

Die zeitliche Änderung der Massenkonzentrationen  $\xi^k$  bestimmt sich im Kontrollvolumen nach:

$$M \cdot \frac{d\xi^k}{dt} = (\xi_A^k - \xi^k) \cdot \dot{m}_A + (\xi_B^k - \xi^k) \cdot \dot{m}_B, \quad (\text{B.66})$$

wobei die Summe aller Massenanteile gerade eins ergibt:

$$\sum_k \xi^k = 1. \quad (\text{B.66a})$$

Für die Bestimmung der spezifischen Enthalpie, welche mit einem dem System verlassenden Massenstrom transportiert wird, ist im Innenraumluft-Basiselement das Diskretisierungsschema nach der Finite-Volumen-Methode (Patankar [1980], Polifke u. Kopitz [2009]) implementiert. Auf Basis dieses Diskretisierungsschemas gilt für die spezifische Austritts-Enthalpie und einen über die Bilanzgrenze  $A$  aus dem System tretenden Massenstrom:

$$h_A = h_{aus} = h \quad (\text{B.67a})$$

und für einen über die Bilanzgrenze  $B$  aus dem System tretenden Massenstrom:

$$h_B = h_{aus} = h. \quad (\text{B.67b})$$

Ebenso gilt für einen über die Bilanzgrenze  $A$  aus dem System tretenden Massenstrom:

$$\xi_A^k = \xi_{aus} = \xi^k \quad (\text{B.68a})$$

und für einen über die Bilanzgrenze  $B$  aus dem System tretenden Massenstrom

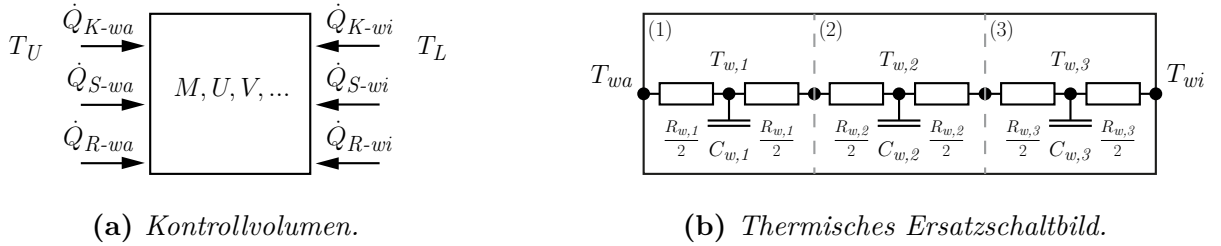
$$\xi_B^k = \xi_{aus} = \xi^k. \quad (\text{B.68b})$$

Die Erhaltung des Impulses ist im Innenraumluft-Basiselement ohne Berücksichtigung von Verlusten formuliert und lautet:

$$p_A = p_B . \tag{B.69}$$

## Basiselement für Wand

Das Wand-Basiselement wird im Innenraummodell für jede festkörperbasierte und für Wärmestrahlung undurchlässige Trennung (opaker Festkörper) des Innenraumluftvolumens zur Umgebung eingesetzt, z.B. Dach, Seitenwände und Boden. Das prinzipielle Kontrollvolumen des Wand-Basiselementes sowie die über die Systemgrenze Wandaußenseite (Index  $wa$ ) und Wandinnenseite (Index  $wi$ ) tretenden Wärmeströme zeigt Abbildung B.11a. Daneben veranschaulicht Abbildung B.11b die Modellierungsmethode des Wand-Basiselementes in einem 3-Schicht-Aufbau mit Hilfe der Darstellung eines thermischen Ersatzschaltbildes.



**Abbildung B.11.:** Kontrollvolumen und thermisches Ersatzschaltbild des Wand-Basiselementes (Bezeichnung Wärmeströme über Systemgrenzen des Kontrollvolumens: Index  $K$  für konvektiven Wärmestrom, Index  $S$  für kurzwellige Solarstrahlung und Index  $R$  für langwellige Wärmestrahlung; Thermisches Ersatzschaltbild im 3-Schicht-Wandaufbau ohne Darstellung von Kontaktwiderständen).

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form lautet für das in Abbildung B.11a dargestellte Kontrollvolumen des Wand-Basiselementes:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{K-wa} + \dot{Q}_{S-wa} + \dot{Q}_{R-wa} + \dot{Q}_{K-wi} + \dot{Q}_{S-wi} + \dot{Q}_{R-wi}. \quad (\text{B.70})$$

Für das daneben in Abbildung B.11b dargestellte thermische Ersatzschaltbild im 3-Schicht-Wandaufbau ist die Energieerhaltung detaillierter formuliert mit:

$$C_{w,1} \cdot \frac{dT_{w,1}}{dt} = \dot{Q}_{K-wa} + \dot{Q}_{S-wa} + \dot{Q}_{R-wa} + \dot{Q}_{21}, \quad (\text{B.71a})$$

$$\dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{21} = 0, \quad (\text{B.71b})$$

$$C_{w,2} \cdot \frac{dT_{w,2}}{dt} = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{32}, \quad (\text{B.71c})$$

$$\dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{32} = 0, \quad (\text{B.71d})$$

$$C_{w,3} \cdot \frac{dT_{w,3}}{dt} = \dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{K-wi} + \dot{Q}_{S-wi} + \dot{Q}_{R-wi}. \quad (\text{B.71e})$$

Die Wärmekapazität  $C_w$  der jeweiligen Wandschicht bestimmt sich dabei aus seiner spezifischen Wärmekapazität  $c_v$  und seiner Masse  $M$ :

$$C_w = c_v \cdot M. \quad (\text{B.71f})$$

Die einzelnen Wärmeströme an der Systemgrenze Wandaußen- (Index  $wa$ ) sowie Wandinnenseite (Index  $wi$ ) sind der Wärmestrom aufgrund von konvektivem Wärmeübergang  $\dot{Q}_K$ , der Wärmestrom aufgrund absorbierter kurzwelliger Solarstrahlung  $\dot{Q}_S$  und der Wärmestrom aufgrund langwelliger Wärmestrahlung  $\dot{Q}_R$ .

Die konvektiven Wärmeströme  $\dot{Q}_{K-wa}$  und  $\dot{Q}_{K-wi}$  werden an der Wandaußen- bzw. Wandinnenseite mit Hilfe der treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Umgebungsluft- und Oberflächentemperatur der Wandaußenseite ( $T_U - T_{wa}$ ) bzw. Innenraumluft- und Oberflächentemperatur der Wandinnenseite ( $T_L - T_{wi}$ ) berechnet:

$$\dot{Q}_{K-wa} = \alpha_{wa} \cdot A_{wa} \cdot (T_U - T_{wa}), \quad (\text{B.72a})$$

$$\dot{Q}_{K-wi} = \alpha_{wi} \cdot A_{wi} \cdot (T_L - T_{wi}). \quad (\text{B.72b})$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Wandaußen- bzw. Wandinnenseite ist  $\alpha_{wa}$  bzw.  $\alpha_{wi}$  und die Wärmeübertragungsfläche an der Wandaußen- bzw. Wandinnenseite ist  $A_{wa}$  bzw.  $A_{wi}$ .

Die Wärmeströme  $\dot{Q}_{S-wa}$  und  $\dot{Q}_{S-wi}$  aufgrund von absorbierter kurzwelliger Solarstrahlung an der Wandaußen- sowie Wandinnenseite bestimmen sich nach:

$$\dot{Q}_{S-wa} = a_S \cdot \left( A_{wa} \cdot \dot{q}_{S-diff} + A_{wa}^{proj} \cdot \dot{q}_{S-dir} \right), \quad (\text{B.73a})$$

$$\dot{Q}_{S-wi} = p_T \cdot \dot{Q}_{trans}. \quad (\text{B.73b})$$

Dabei ist  $a_S$  der Absorptionsgrad der Wandaußenoberfläche und  $p_T$  ein fester, mittlerer erwarteter bzw. angenommener Sichtfaktor der durch die Scheiben-Basiselemente transmittierten Solarstrahlung  $\dot{Q}_{trans}$ .

Der Absorptionsgrad  $a_S$  der Wandaußenoberfläche wird von Material und Oberflächenbeschaffenheit bestimmt, wobei hier die Wand als diffuser Absorber bzw. grauer Körper betrachtet wird und nach dem Kirchhoffschen Satz der mittlere Absorptionsgrad gleich dem Emissionsgrad ist, s. Bošnjaković u. Knoche [1998], Baehr u. Stephan [2006], Polifke u. Kopitz [2009], Stephan u. a. [2012], Köhler [2014].

Der Faktor  $p_T$  dient daneben zur Reduzierung des Parametrierungsaufwandes und der Berechnung von geometrischen Sichtfaktoren. Die exakte Beschreibung der sichtbaren Innenflächen für die transmittierte Solarstrahlung basierend auf Sichtfaktoren bzw. Einstrahlzahlen ist sehr aufwendig und erfordert ein genaues Wissen über die geometrischen Lagedaten aller Innenflächen. Mit Hilfe von  $p_T$  wird auf die Parametrierung von geometrischen Lagedaten verzichtet und die Verteilung der auftreffenden transmittierten Solarstrahlung bzw. des resultierenden Wärmestroms  $\dot{Q}_{trans}$  auf mögliche Flächen im Innenraum fest vorgegeben. Der anteilige Wärmestrom  $\dot{Q}_{S-wi}$  wird hierbei an der Wandinnenseite vollständig absorbiert.

Der Wärmestrom aufgrund von transmittierter Solarstrahlung  $\dot{Q}_{trans}$  kann auf mehrere Innenraumflächen auftreffen bzw. verteilt werden, dabei gilt für den mittleren erwarteten bzw. angenommenen Sichtfaktor  $p_T$  für  $n$  sichtbare und bestrahlte Flächen:

$$\sum_n (p_T)_n = 1. \quad (\text{B.73c})$$

Daneben berechnet sich der absorbierte Wärmestrom  $\dot{Q}_{S-wa}$  an der Wandaußenseite aus dem Anteil der diffusen Solarstrahlungsdichte  $\dot{q}_{S-diff}$  mit der gesamten Wandaußenoberfläche  $A_{wa}$  und aus dem Anteil der direkten Solarstrahlungsdichte  $\dot{q}_{S-dir}$  mit der projizierten Wandaußenoberfläche  $A_{wa}^{proj}$  entsprechend des vorliegenden Einstrahlwinkels  $\phi$ :

$$A_{wa}^{proj} = A_{wa} \cdot \cos(\phi) \quad (\text{B.73d})$$

mit

$$\cos(\phi) = [\sin(\gamma) \cdot \cos(\beta) + \cos(\gamma) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\psi - \alpha)] . \quad (\text{B.73e})$$

Dabei ist  $\alpha$  der Azimut der Wandaußenflächennormale,  $\beta$  der Anstellwinkel der Wandaußenfläche zur Horizontalen,  $\gamma$  die Sonnenhöhe und  $\psi$  der Azimut der Sonne, s. Großmann [2013].

Der Wärmestrom aufgrund von langwelliger Wärmestrahlung an der Wandaußen- bzw. Wandinnenseite ist  $\dot{Q}_{R-wa}$  bzw.  $\dot{Q}_{R-wi}$ . Die zur Berechnung von  $\dot{Q}_{R-wa}$  und  $\dot{Q}_{R-wi}$  zugrunde liegende allgemeine Relation für den langwelligen Strahlungswärmeaustausch zwischen zwei isothermen, grauen und diffus strahlenden Flächen beliebiger Größe lautet:

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1 \cdot \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2 \cdot \varepsilon_2}} , \quad (\text{B.74})$$

wobei keine weitere Wechselwirkung mit anderen strahlenden Flächen auftritt, s. Baehr u. Stephan [2006], Polifke u. Kopitz [2009], Stephan u. a. [2012], Köhler [2014]. Dabei ist  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante,  $T_1$  und  $T_2$  die Oberflächentemperaturen und  $\varepsilon_1$  sowie  $\varepsilon_2$  die Emissionsgrade der Flächen  $A_1$  und  $A_2$ . Daneben ist  $F_{12}$  der Sichtfaktor (Einstrahlzahl) der beiden Flächen  $A_1$  und  $A_2$  zueinander.

An der Wandaußenseite wird für die Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}_{R-wa}$  aufgrund der langwelligen Umgebungswärmestrahlung angenommen, dass die gerade betrachtete Wandaußenfläche  $A_{wa}$  vollständig von der Umgebung umschlossen ist und somit für den Sichtfaktor  $F_{12}=1$  gilt (Hemisphäre bzw. Halbkugel). Weiterhin wird vorausgesetzt, dass die Fläche der Umgebung viel größer als die gerade betrachtete Wandaußenfläche ist:  $A_U \gg A_{wa}$ . Aufgrund dieser Annahmen folgt für die Berechnung von  $\dot{Q}_{R-wa}$  aus Gleichung (B.74):

$$\dot{Q}_{R-wa} = \varepsilon_{wa} \cdot A_{wa} \cdot \sigma \cdot (T_U^4 - T_{wa}^4) , \quad (\text{B.75})$$

wobei  $\varepsilon_{wa}$  der Emissionsgrad und  $T_{wa}$  die Temperatur der Wandaußenfläche ist, s. Baehr u. Stephan [2006], Polifke u. Kopitz [2009], Stephan u. a. [2012], Köhler [2014].

Die Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}_{R-wi}$  aufgrund des langwelligen Strahlungswärmeaustausches auf der Wandinnenseite erfolgt auf Basis der nachstehenden Ersatzberechnungsmethode mit Hilfe eines virtuellen grauen Körpers.

Die Bestimmung von Sichtfaktoren (Einstrahlzahlen) zwischen den Flächen im Innenraum (Mehrfächenstrahlungsaustausch) ist komplex und erfordert ein genaues Wissen über die geometrischen Lagedaten aller Innenflächen zur grafischen, numerischen oder analytischen Auswertung des Doppelintegrals, s. Baehr u. Stephan [2006], Polifke u. Kopitz [2009], Stephan u. a. [2012], Köhler [2014]. Damit an dieser Stelle der Parametrierungs- und Berechnungsaufwand reduziert werden kann, ist für den langwelligen Strahlungswärmeaustausch im Innenraum eine Ersatzberechnungsmethode in Anlehnung an das 2-Stern-Modell von Feist [1994] implementiert.

Nach dem Ansatz von Feist [1994] wird der Strahlungswärmeaustausch zwischen den Innenraumflächen nicht direkt, sondern durch Zwischenabsorption mit einem virtuellen, masselosen, idealen schwarzen Körper beschrieben, welcher das Innenraumvolumen ausfüllt und eine einzige virtuelle Temperatur besitzt. Abweichend zu Feist [1994] soll an dieser Stelle das Innenraumvolumen durch einen virtuellen, masselosen grauen Körper ausgefüllt werden.

Auf Basis der Ersatzberechnungsmethode nach Feist [1994] und den hier angenommenen virtuellen, masselosen grauen Körper soll gelten, dass jeder Innenraumfläche  $A_j$  eine gleiche ebene oder gekrümmte parallele Fläche des virtuellen grauen Körpers  $A_{V,j}$  gegenübersteht und beide Flächen gleich groß sind. Für diese Annahme gleicher gegenüberstehender Flächen soll ebenso gelten, dass jede Innenraumfläche  $A_j$  ausschließlich die parallele und gleich große gegenüberliegende Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers wahrnehmen kann, wodurch der Sichtfaktor  $F_{12}=1$  ist, vgl. Baehr u. Stephan [2006], Polifke u. Kopitz [2009], Stephan u. a. [2012], Köhler [2014].

Aus dem Zusammenhang gleicher gegenüberstehender Flächen folgt:

$$A_{V,j} = A_j \quad (\text{B.76a})$$

sowie

$$\sum_{j=1}^n A_{V,j} = \sum_{j=1}^n A_j = \sum_{k=1}^r A_{wi,k} + \sum_{l=1}^s A_{fi,l} + \sum_{m=1}^t A_{eo,m} + \sum_{u=1}^w A_{h,u} \quad (\text{B.76b})$$

und das die Gesamtanzahl  $n$  aller Innenflächen aus der jeweiligen Anzahl der spezifischen Innenflächen:  $r$  für die Anzahl der Wandinnenflächen,  $s$  für die Anzahl der Scheibeninnenflächen,  $t$  für die Anzahl der Einbauten-Oberflächen und  $w$  für die Anzahl der Insassen resultiert:

$$n = r + s + t + w. \quad (\text{B.76c})$$

Dabei ist  $\sum_j A_{V,j}$  die Summe aller Flächeninhalte des virtuellen grauen Körpers und  $\sum_j A_j$  die Summer aller Flächeninhalte der spezifischen Innenflächen von Wänden  $\sum_k A_{wi,k}$  und Scheiben  $\sum_l A_{fi,l}$  sowie die Oberflächen von Einbauten  $\sum_m A_{eo,m}$  und Insassen  $\sum_u A_{h,u}$ . Hierzu soll zudem festgelegt sein, dass den einzelnen Elementen von  $A_j$  jeweils die Elemente von  $A_{wi,k}$ ,  $A_{fi,l}$ ,  $A_{eo,m}$  sowie  $A_{h,u}$  einmalig und eindeutig zugeordnet sind und das die jeweiligen Elemente von  $A_{V,j}$  gleich den jeweiligen Elementen von  $A_j$  entsprechen.

Neben der zuvor beschriebenen Flächenzuordnung der spezifischen Innenraumflächen von Wänden, Scheiben, Einbauten sowie der Insassen, werden in gleicher Weise ebenso die Temperaturen und die Emissionsgrade der spezifischen Innenraumflächen zu  $T_j$  und zu  $\varepsilon_j$  zusammengefasst, wobei die Zuordnung gleich der Zuordnung des spezifischen Flächenelementes sein muss.



Bei dem Ansatz von Feist [1994] besitzt der virtuelle schwarze Körper und alle seine Flächen die gleiche virtuelle Temperatur. Abweichend hierzu wird in der hier implementierten Berechnungsmethode angenommen, dass jede Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers eine andere virtuelle Temperatur  $T_{V,j}$  besitzen kann. Diese Annahme basiert darauf, dass alle Innenflächen im Innenraum unterschiedliche Temperaturen aufweisen können und somit jede einzelne Innenraumfläche eine andere durchschnittliche Temperatur aller anderen Innenraumflächen wahrnehmen kann.

Infolge der zuvor genannten Annahme berechnet sich die virtuelle Temperatur der jeweiligen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers in Relation zu den Flächeninhalten nach:

$$T_{V,j} = \frac{\sum_{i=1, i \neq j}^n (T_i \cdot A_i)}{\sum_{i=1, i \neq j}^n A_i}. \quad (\text{B.77})$$

Analog zur virtuellen Temperatur  $T_{V,j}$  bestimmt sich der Emissionsgrad der jeweiligen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers mit:

$$\varepsilon_{V,j} = \frac{\sum_{i=1, i \neq j}^n (\varepsilon_i \cdot A_i)}{\sum_{i=1, i \neq j}^n A_i}. \quad (\text{B.78})$$

Auf Basis der zuvor beschriebenen Größen  $A_{V,j}$ ,  $T_{V,j}$  und  $\varepsilon_{V,j}$  der Ersatzberechnungsmethode mit dem virtuellen, masselosen grauen Körper sowie auf Grundlage von Gleichung (B.74) berechnet sich der Wärmestrom  $\dot{Q}_R$  aufgrund des langwelligen Strahlungswärmeaustausches zwischen einer beliebigen Innenraumfläche  $A_j$  (z.B. hier eine Wandinnenfläche) und der gegenüberstehenden gleich großen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers nach:

$$\dot{Q}_{R,j} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_j} + \frac{1}{\varepsilon_{V,j}} - 1} \cdot A_j \cdot (T_{V,j}^4 - T_j^4). \quad (\text{B.79})$$

Die Energieerhaltung des langwelligen Strahlungswärmeaustausches lautet:

$$\sum_{j=1}^n \dot{Q}_{R,j} = 0. \quad (\text{B.79a})$$

Der Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung im und durch das Wand-Basiselement berechnet sich allgemein mit:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{th}}, \quad (\text{B.80})$$

wobei  $\Delta T$  die treibende Temperaturdifferenz ist und der Wärmeleitwiderstand  $R_{th}$  ausgedrückt wird durch:

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda A}. \quad (\text{B.80a})$$

Die Länge  $l$  und der Querschnitt  $A$  sind hier die Geometriegrößen und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des betrachteten Wandabschnittes.

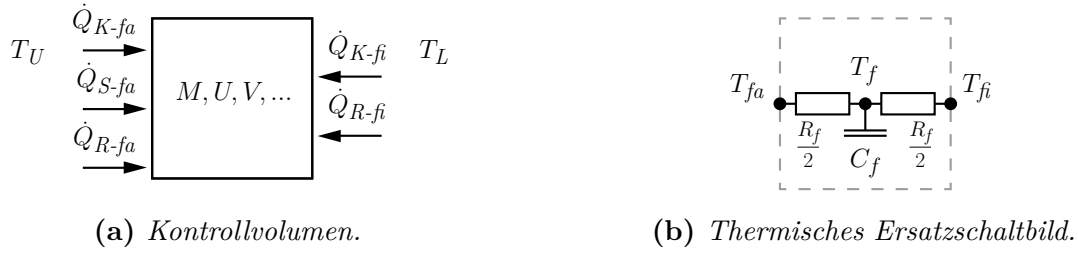
Ausgehend von Gleichung (B.80) und Gleichung (B.80a) bestimmt sich beispielsweise der Wärmestrom zwischen Wandschicht 1 und Wandschicht 2 nach:

$$\dot{Q}_{12} = \frac{2 \cdot (T_1 - T_2)}{(R_1 + R_2)} . \quad (\text{B.81})$$

Analog zu Gleichung (B.81) werden ebenso die Wärmeströme  $\dot{Q}_{21}$ ,  $\dot{Q}_{23}$  und  $\dot{Q}_{32}$  berechnet.

## Basiselement für Scheiben

Das Scheiben-Basiselement wird im Innenraummodell für jede festkörperbasierte und für Wärmestrahlung durchlässige Trennung (nicht opaker Festkörper) des Innenraumluftvolumens zur Umgebung eingesetzt, z.B. Frontscheibe, Seitenscheiben, Glasschiebedach und Heckscheibe. Das prinzipielle Kontrollvolumen des Scheiben-Basiselementes und die über die Systemgrenze Scheibenaußen- (Index  $fa$ ) und Scheibeninnenseite (Index  $fi$ ) tretenden Wärmeströme zeigt Abbildung B.12a. Daneben veranschaulicht Abbildung B.12b die Modellierungsmethode des Scheiben-Basiselementes in einem 1-Schicht-Aufbau mit Hilfe der Darstellung eines thermischen Ersatzschaltbildes.



**Abbildung B.12.:** Kontrollvolumen und thermisches Ersatzschaltbild des Scheiben-Basiselementes (Bezeichnung Wärmeströme über Systemgrenzen des Kontrollvolumens: Index  $K$  für konvektiven Wärmestrom, Index  $S$  für kurzwellige Solarstrahlung und Index  $R$  für langwellige Wärmestrahlung; Thermisches Ersatzschaltbild im 1-Schicht-Scheibenaufbau).

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form lautet für das in Abbildung B.12a dargestellte Kontrollvolumen des Scheiben-Basiselementes:

$$C_f \cdot \frac{dT_f}{dt} = \dot{Q}_{K-fa} + \dot{Q}_{S-fa} + \dot{Q}_{R-fa} + \dot{Q}_{K-fi} + \dot{Q}_{R-fi}. \quad (\text{B.82})$$

Die Wärmekapazität  $C_f$  des Scheiben-Basiselementes bestimmt sich dabei aus seiner spezifischen Wärmekapazität  $c_v$  und seiner Masse  $M$ :

$$C_f = c_v \cdot M. \quad (\text{B.82a})$$

Die einzelnen Wärmeströme an der Systemgrenze Scheibenaußen- (Index  $fa$ ) und Scheibeninnenseite (Index  $fi$ ) sind der Wärmestrom aufgrund von konvektivem Wärmeübergang  $\dot{Q}_K$ , der Wärmestrom aufgrund absorbierter kurzwelliger Solarstrahlung  $\dot{Q}_S$  und der Wärmestrom aufgrund langwelliger Wärmestrahlung  $\dot{Q}_R$ . Dabei wird hier vereinfacht angenommen, dass an der Scheibeninnenseite keine durch andere Scheibenelemente transmittierte Solarstrahlung auftreten und somit kein weiterer Wärmestrom aufgrund kurzwelliger Solarstrahlung absorbiert werden kann.

Die konvektiven Wärmeströme  $\dot{Q}_{K-fa}$  und  $\dot{Q}_{K-fi}$  werden an der Scheibenaußen- bzw. Scheibeninnenseite mit Hilfe der treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Umgebungsluft- und Oberflächentemperatur der Scheibenaußenseite ( $T_U - T_{fa}$ ) bzw. Innenraumluft- und Oberflächentemperatur der Scheibeninnenseite ( $T_L - T_{fi}$ ) berechnet:

$$\dot{Q}_{K-fa} = \alpha_{fa} \cdot A_{fa} \cdot (T_U - T_{fa}), \quad (\text{B.83a})$$

$$\dot{Q}_{K-fi} = \alpha_{fi} \cdot A_{fi} \cdot (T_L - T_{fi}) . \quad (\text{B.83b})$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Scheibenaußen- bzw. Scheibeninnenseite ist  $\alpha_{fa}$  bzw.  $\alpha_{fi}$  und die Wärmeübertragungsfläche an der Wandaußen- bzw. Wandinnenseite ist  $A_{wa}$  bzw.  $A_{wi}$ .

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{S-fa}$  aufgrund von absorbierter Solarstrahlung an der Scheibenaußenseite bestimmen sich nach:

$$\dot{Q}_{S-fa} = a_S \cdot \left( A_{fa} \cdot \dot{q}_{S-diff} + A_{fa}^{proj} \cdot \dot{q}_{S-dir} \right) , \quad (\text{B.84a})$$

wobei der Absorptionsgrad der Scheibenaußenoberfläche  $a_S$  ist.

Der Absorptionsgrad  $a_S$  der Scheibenoberfläche wird von Material und Oberflächenbeschaffenheit bestimmt, wobei hier die Scheibe als diffuser Absorber bzw. grauer Körper betrachtet wird und nach dem Kirchhoffschen Satz der mittlere Absorptionsgrad gleich dem Emissionsgrad ist, s. Bošnjaković u. Knoche [1998], Baehr u. Stephan [2006], Polifke u. Kopitz [2009], Stephan u. a. [2012], Köhler [2014].

Der absorbierte Wärmestrom  $\dot{Q}_{S-fa}$  berechnet sich aus dem Anteil der diffusen Solarstrahlungsdichte  $\dot{q}_{S-diff}$  mit der gesamten Scheibenaußenoberfläche  $A_{fa}$  und aus dem Anteil der direkten Solarstrahlungsdichte  $\dot{q}_{S-dir}$  mit der projizierten Scheibenaußenoberfläche  $A_{fa}^{proj}$  entsprechend des vorliegenden Einstrahlwinkels  $\phi$ :

$$A_{fa}^{proj} = A_{fa} \cdot \cos(\phi) \quad (\text{B.84b})$$

mit

$$\cos(\phi) = [\sin(\gamma) \cdot \cos(\beta) + \cos(\gamma) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\psi - \alpha)] . \quad (\text{B.84c})$$

Dabei ist  $\alpha$  der Azimut der Wandaußenflächennormale,  $\beta$  der Anstellwinkel der Wandaußenfläche zur Horizontalen,  $\gamma$  die Sonnenhöhe und  $\psi$  der Azimut der Sonne, s. Großmann [2013].

Daneben wird der transmittierte Solarstrahlungsanteil durch das Scheiben-Basiselement (geht nicht in die Energieerhaltung in Gleichung (B.82) ein) mit Hilfe des Transmissionsgrades  $\tau_S$  und den zuvor genannten diffusen und direkten Solarstrahlungsdichten bestimmt:

$$\dot{Q}_{trans} = \tau_S \cdot \left( A_{fa} \cdot \dot{q}_{S-diff} + A_{fa}^{proj} \cdot \dot{q}_{S-dir} \right) . \quad (\text{B.85})$$

Der Wärmestrom aufgrund von langwelliger Wärmestrahlung an der Scheibenaußen- bzw. Scheibeninnenseite ist  $\dot{Q}_{R-fa}$  bzw.  $\dot{Q}_{R-fi}$ . Die zur Berechnung von  $\dot{Q}_{R-fa}$  und  $\dot{Q}_{R-fi}$  zugrunde liegende allgemeine Relation für den Strahlungswärmeaustausch zwischen zwei grauen und diffus strahlenden Flächen beliebiger Größe wurde bereits in der Beschreibung des Wand-Basiselementes vorgestellt, s. Gleichung (B.74). Ebenso wurden bereits in der Beschreibung des Wand-Basiselementes die Annahmen diskutiert, welche zu den Berechnungsgleichungen von  $\dot{Q}_{R-fa}$  und  $\dot{Q}_{R-fi}$  führen. Aufgrund dessen werden nachfolgend allein die Gleichungen zur Berechnung der Wärmeströme  $\dot{Q}_{R-fa}$  und  $\dot{Q}_{R-fi}$  dargestellt.

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{R-fa}$  aufgrund von langwelliger Umgebungswärmestrahlung berechnet sich an der Systemgrenze der Scheibenaußenseite wie folgt:

$$\dot{Q}_{R-fa} = \varepsilon_{fa} \cdot A_{fa} \cdot \sigma \cdot (T_U^4 - T_{fa}^4) , \quad (\text{B.86})$$

wobei  $\varepsilon_{fa}$  der Emissionsgrad und  $T_{fa}$  die Temperatur der Scheibenaußenfläche ist.

Die Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}_{R-fi}$  aufgrund des langwelligen Strahlungswärmeaustausches auf der Scheibeninnenseite erfolgt auf Basis der Ersatzberechnungsmethode mit Hilfe des virtuellen, masselosen grauen Körpers. Diese Ersatzberechnungsmethode wurde bereits in der Beschreibung des Wand-Basiselementes diskutiert und führt zu folgendem Zusammenhang:

$$\dot{Q}_{R,j} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_j} + \frac{1}{\varepsilon_{V,j}} - 1} \cdot A_j \cdot (T_{V,j}^4 - T_j^4) . \quad (\text{B.87})$$

Dabei ist  $\dot{Q}_{R,j}$  der Wärmestrom aufgrund des langwelligen Strahlungswärmeaustausches zwischen einer beliebigen Innenraumfläche  $A_j$  (z.B. hier eine Scheibeninnenfläche) und der gegenüberstehenden gleich großen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers. Der Emissionsgrad und die Oberflächentemperatur der beliebigen Innenraumfläche  $A_j$  ist  $\varepsilon_j$  und  $T_j$ . Daneben ist  $\varepsilon_{V,j}$  der Emissionsgrad und  $T_{V,j}$  die Oberflächentemperatur der gegenüberstehenden gleich großen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers.

Der Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung durch das Scheiben-Basiselement berechnet sich allgemein mit:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{th}} , \quad (\text{B.88})$$

wobei  $\Delta T$  die treibende Temperaturdifferenz ist und der Wärmeleitwiderstand  $R_{th}$  ausgedrückt wird durch:

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda A} . \quad (\text{B.88a})$$

Die Länge  $l$  und der Querschnitt  $A$  sind hier die Geometriegrößen und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des betrachteten Scheibenabschnittes.

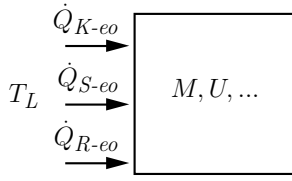
Ausgehend von Gleichung (B.88) und Gleichung (B.88a) bestimmt sich beispielsweise der Wärmestrom zwischen der Scheibenaußenfläche mit  $T_{fa}$  und der mittleren Scheibentemperatur mit  $T_f$  nach:

$$\dot{Q}_{fa-f} = \frac{2 \cdot (T_{fa} - T_f)}{R_f} . \quad (\text{B.89})$$

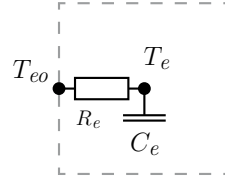
Analog zu Gleichung (B.89) wird ebenso der Wärmestrom  $\dot{Q}_{f-fi}$  zwischen der mittleren Scheibentemperatur und Scheibeninnenfläche berechnet.

## Basiselement für Einbauten

Der prinzipielle Bilanzraum für das Einbauten-Basiselement ist in Abbildung B.13a dargestellt. Dabei sind die über die Systemgrenze des Einbauten-Basiselementes tretenden Wärmeströme  $\dot{Q}_{K-eo}$  aufgrund von konvektivem Wärmeübergang,  $\dot{Q}_{S-eo}$  aufgrund absorbiertener kurzwelliger Solarstrahlung und  $\dot{Q}_{R-eo}$  aufgrund langwelliger Wärmestrahlung abgebildet. Daneben zeigt Abbildung B.13b die Modellierungsmethode für das Einbauten-Basiselement mit Hilfe der Darstellung eines thermischen Ersatzschaltbildes.



(a) Bilanzraum.



(b) Thermisches Ersatzschaltbild.

**Abbildung B.13.:** Bilanzraum und thermisches Ersatzschaltbild des Einbauten-Basiselementes. (Bezeichnung Wärmeströme über Systemgrenzen des Kontrollvolumens: Index  $K$  für konvektiven Wärmestrom, Index  $S$  für kurzwellige Solarstrahlung und Index  $R$  für langwellige Wärmestrahlung)

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der instationären Form ist für das Einbauten-Basiselement wie folgt formuliert:

$$C_e \cdot \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_{K-eo} + \dot{Q}_{S-eo} + \dot{Q}_{R-eo}. \quad (\text{B.90})$$

Die Wärmekapazität  $C_e$  des Einbauten-Basiselementes bestimmt sich hierbei aus seiner spezifischen Wärmekapazität  $c_v$  und seiner Masse  $M$ :

$$C_e = c_v \cdot M. \quad (\text{B.90a})$$

Der konvektive Wärmestrom  $\dot{Q}_{K-eo}$  an der Oberfläche  $A_{eo}$  (nur Oberfläche in Kontakt mit dem Innenraumluftvolumen) des Einbauten-Basiselementes wird mit Hilfe der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Innenraumluft- und Oberflächentemperatur der Einbauten ( $T_L - T_{eo}$ ) berechnet:

$$\dot{Q}_{K-eo} = \alpha_{eo} \cdot A_{eo} \cdot (T_L - T_{eo}), \quad (\text{B.91})$$

wobei der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Einbautenoberfläche  $\alpha_{eo}$  ist.

Der vollständig absorbierte Wärmestrom  $\dot{Q}_{S-eo}$  aufgrund der transmittierten Solarstrahlung durch das Scheiben-Basiselement bestimmt sich nach:

$$\dot{Q}_{S-eo} = p_T \cdot \dot{Q}_{trans}, \quad (\text{B.92})$$

wobei  $p_T$  ein fester, mittlerer erwarteter bzw. angenommener Sichtfaktor ist, s. Modellbeschreibung Basiselement für Wand.

Der letzte Term  $\dot{Q}_{R-eo}$  in der Energieerhaltung des Einbauten-Basiselementes ist der Wärmestrom aufgrund von langwelliger Wärmestrahlung. Die für die Berechnung von  $\dot{Q}_{R-eo}$  zugrunde liegende allgemeine Relation für den langwelligen Strahlungswärmeaustausch zwischen zwei grauen und diffus strahlenden Flächen beliebiger Größe wurde bereits in der Beschreibung des Wand-Basiselementes vorgestellt, s. Gleichung (B.74). Ebenso wurden bereits in der Beschreibung des Wand-Basiselementes die Ersatzberechnungsmethode mit Hilfe des virtuellen, masselosen grauen Körpers diskutiert, welche zur Bestimmung des langwelligen Strahlungswärmeaustausches zwischen den Innenraumflächen eingesetzt wird. Diese Ersatzberechnungsmethode führt zu folgendem Zusammenhang:

$$\dot{Q}_{R,j} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_j} + \frac{1}{\varepsilon_{V,j}} - 1} \cdot A_j \cdot (T_{V,j}^4 - T_j^4) . \quad (\text{B.93})$$

Dabei ist  $\dot{Q}_{R,j}$  der Wärmestrom aufgrund des langwelligen Strahlungswärmeaustausches zwischen einer beliebigen Innenraumfläche  $A_j$  (z.B. hier eine Einbautenoberfläche) und der gegenüberstehenden gleich großen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers. Der Emissionsgrad und die Oberflächentemperatur der beliebigen Innenraumfläche  $A_j$  ist  $\varepsilon_j$  und  $T_j$ . Daneben ist  $\varepsilon_{V,j}$  der Emissionsgrad und  $T_{V,j}$  die Oberflächentemperatur der gegenüberstehenden gleich großen Fläche  $A_{V,j}$  des virtuellen grauen Körpers.

Der Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung im Einbauten-Basiselement berechnen sich allgemein mit:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{th}} , \quad (\text{B.94})$$

dabei wird der Wärmeleitwiderstand  $R_{th}$  ausgedrückt durch:

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda A} . \quad (\text{B.94a})$$

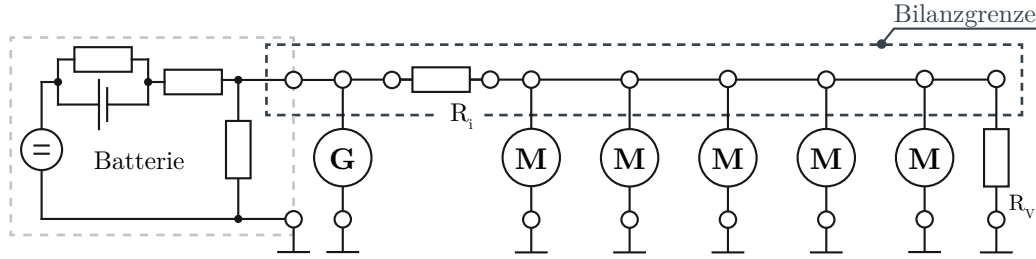
Die Länge  $l$  und der Querschnitt  $A$  sind hier die Geometriegrößen und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des Einbauten-Basiselementes.

Ausgehend von Gleichung (B.94) und Gleichung (B.94a) bestimmt sich der Wärmestrom zwischen der Einbautenoberfläche mit  $T_{eo}$  und der mittleren Einbautentemperatur mit  $T_e$  nach:

$$\dot{Q}_{eo-e} = \frac{T_{eo} - T_e}{R_e} . \quad (\text{B.95})$$

## B.3. Elektrisches Bordnetz

Das für die vorliegende Arbeit entwickelte und in Kapitel 2 beschriebene Simulationsmodell des elektrischen Fahrzeugbordnetzes basiert grundlegend auf der Bilanzierung der elektrischen Leistung von Energieerzeuger, Energieverbraucher und Energiespeicher, s. Abbildung B.14.



**Abbildung B.14.:** Bilanzierungsgrenze für die Modellierung des elektrischen Bordnetzsystems.

Der Energieerzeuger ist im modellierten Fahrzeugbordnetz der Generator ( $G$ ). Der Generator (hier Summe aller tatsächlichen Generatoren) erzeugt die elektrische Leistung  $P_{Gen}^{el}$ . Daneben sind Energieverbraucher die in Abbildung B.14 dargestellten Elektromotoren ( $M$ ). Diese Elektromotoren verbrauchen die elektrische Leistung  $P_{ZWP}^{el}$  (Zusatzwasserpumpe),  $P_{VWP}^{el}$  (Vorwärmergerät-Wasserpumpe),  $P_{FB}^{el}$  (Frontbox-Zuluftlüfter),  $P_{RB}^{el}$  (Aufdach-Zuluftlüfter) und  $P_{VG}^{el}$  (Verflüssiger- bzw. Gaskühler-Gebläse). Zusätzlich wird mit  $P_{RV}^{el}$  eine zusammengefasste Bordnetzgrundlast als elektrische Verbraucherleistung berücksichtigt, welche aus der Summe der Verbraucherlasten von beispielsweise Fahrzeugbeleuchtung, Kraftstoffversorgungssystem, Betrieb diverser Steuergeräte usw. resultiert.

Die elektrische Leistung des Energiespeichers bzw. der Fahrzeugstarterbatterie wird mit  $P_{Bat}^{el}$  beschrieben, wobei im Allgemeinen durch die Fahrzeugbatterie elektrische Energie bereitgestellt aber auch verbraucht werden kann (Entladen bzw. Laden). Der Ladezustand der Batterie wird mit Hilfe des  $SoC$ -Werts (State of Charge) angegeben. Der  $SoC$  berechnet sich nach:

$$SoC(t) = SoC(t_0) + \frac{1}{C_{Bat}} \cdot \int_{t_0}^t I_{Bat}(t) dt, \quad (B.96)$$

wobei der initiale Batterie-Ladezustand mit  $SoC(t_0)$  vorgegeben wird und  $C_{Bat}$  die Nennkapazität der Batterie ist.

Für die nachfolgende Beschreibung des elektrischen Bordnetzes soll zur Vereinfachung angenommen werden, dass der Batterie-Ladezustand  $SoC=1$  und  $P_{Bat}^{el}=0$  ist. Weiterhin wird vorausgesetzt, dass der gesamte elektrische Energieverbrauch der oben aufgezählten Energieverbraucher durch den Energieerzeuger, also dem Generator erbracht werden kann (konventioneller Betrieb des elektrischen Bordnetzes mit Starterbatterie). Für diese Annahmen bzw. Voraussetzung formuliert sich die Energieerhaltung (mit Vernachlässigung von  $P_{Bat}^{el}$ ) für die in Abbildung B.14 eingezeichnete Bilanzgrenze zu:

$$0 = P_{Gen}^{el} + P_{ZWP}^{el} + P_{VWP}^{el} + P_{FB}^{el} + P_{RB}^{el} + P_{VG}^{el} + P_{RV}^{el}, \quad (B.97)$$



wobei die elektrische Leistung allgemein berechnet wird mit:

$$P_{el} = U \cdot I. \quad (\text{B.97a})$$

Die Bestimmung der elektrischen Verbraucherleistung (nachfolgend  $P_{Mot}^{el}$ ) der oben aufgezählten Verbraucher bzw. Elektromotoren (Zusatzwasserpumpe  $P_{el}^{ZWP}$ , Frontbox-Zuluftlüfter  $P_{el}^{FB}$ , Aufdach-Zuluftlüfter  $P_{el}^{RB}$  usw.) erfolgt auf Basis der erforderlichen mechanischen Antriebsleistung  $P_{mech}$  des zuvor beschriebenen Wasserpumpen-Komponentenmodells und des Lüfter- bzw. Gebläse-Komponentenmodells, s. Gleichung (B.47a) und Gleichung (B.56a). Die jeweilige Motordrehzahl  $n$  wird dabei durch das Steuersignal aus dem Modell des Klimatisierungsreglers (s. Kapitel 2.5) vorgegeben. Aus der bekannten erforderlichen mechanischen Motorantriebsleistung  $P_{mech}$  und der Motordrehzahl  $n$  wird resultierend das aktuelle Motordrehmoment  $M$  berechnet aus:

$$P_{mech} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n. \quad (\text{B.98})$$

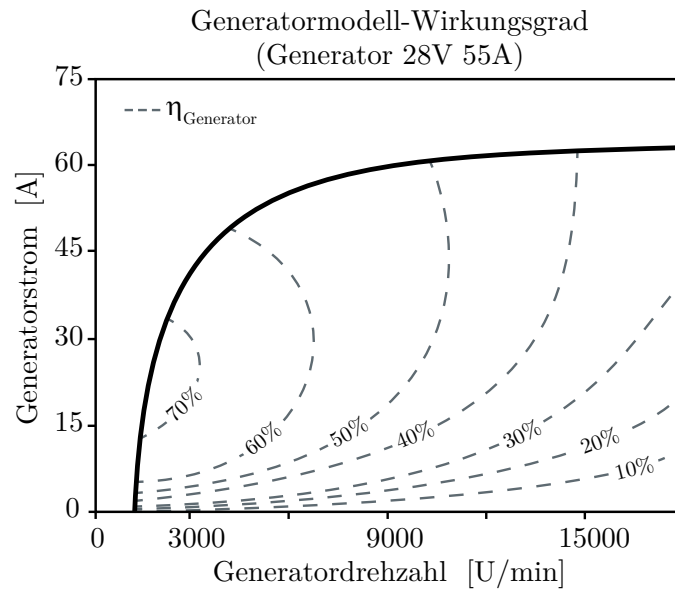
Auf Basis des aktuellen Motordrehmomentes  $M$  und der vorgegebenen Motordrehzahl  $n$  wird mit Hilfe des Kennfeldes aus Abbildung B.16 der aktuelle Motorwirkungsgrad  $\eta_{Mot}$  ermittelt. Mit diesem Motorwirkungsgrad wird anschließend die erforderliche elektrische Motorleistung  $P_{Mot}^{el}$  bestimmt mit:

$$P_{Mot}^{el} = \frac{P_{mech}}{\eta_{Mot}}. \quad (\text{B.99})$$

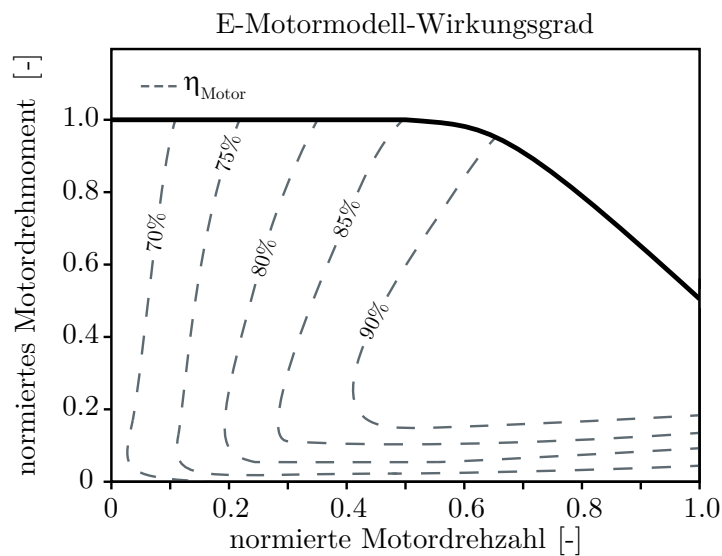
Die Bestimmung der erforderlichen elektrischen Generatorleistung  $P_{Gen}^{el}$  erfolgt mit Hilfe von Gleichung (B.97) durch die Summierung aller zuvor berechneten elektrischen Verbraucherleistungen. Für eine Spannungsstabilität im Bordnetz wird die Bordnetzspannung durch einen im Generator integrierten Spannungsregler eingestellt, s. [Reif 2011]. Dieser Spannungsregler regelt in Millisekundenzyklen die Spannung in der Rotorwicklung, um die Bordnetzspannung aufrechtzuerhalten, s. Meyer u. a. [2002], Reif [2011]. Aufgrund dieser sehr schnellen Spannungsregelung wird im Generatormodell  $U_{Gen} = \textit{konstant}$  angenommen. Entsprechend dieser konstant bekannten Generatorspannung  $U_{Gen}$  wird mit Hilfe von Gleichung (B.97a) der erforderliche Generatorstrom  $I_{Gen}$  berechnet. Auf Grundlage dieses berechneten Generatorstroms und der vorliegenden Generator-drehzahl (gegeben durch Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine und Riementrieb-Übersetzung) wird mit Hilfe des Kennfeldes aus Abbildung B.15 der aktuelle Generatorwirkungsgrad  $\eta_{Gen}$  ermittelt. Mit diesem Generatorwirkungsgrad wird anschließend die erforderliche mechanische Generatorleistung  $P_{Gen}^{mech}$  bzw. das erforderliche Generatordrehmoment  $M$  berechnet aus:

$$P_{Gen}^{mech} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n = \frac{1}{\eta_{Gen}} \cdot P_{Gen}^{el} = \frac{U_{Gen} \cdot I_{Gen}}{\eta_{Gen}}. \quad (\text{B.100})$$

Das somit bestimmte Generatordrehmoment  $M$  wird anschließend mittels des Riementriebmodells (s. Kapitel 2.7) als Anforderung an die Verbrennungskraftmaschine weitergegeben, wodurch resultierend der Energieverbrauch des elektrischen Bordnetzes im Gesamtfahrzeug-Kraftstoffverbrauch berücksichtigt werden kann.



**Abbildung B.15.:** Wirkungsgrad-Kennfeld für einen typischen Generator aus der Nutzfahrzeuganwendung nach Bosch [2002].



**Abbildung B.16.:** Normiertes Wirkungsgrad-Kennfeld für einen typischen Elektromotor in Anlehnung an Guzella u. Sciarretta [2007], emp-papst [2011] und Kräck u. a. [2015] (Normierung für betrachteten Motor:  $M_{\text{normiert}}=1.0 \hat{=} M_{\text{max,Motor}}$  und  $n_{\text{normiert}}=1.0 \hat{=} n_{\text{Nutzbereich,Motor}}$ ).

## B.4. Fahrzeuglängsdynamik und -antriebsstrang

Das für die vorliegende Arbeit implementierte Fahrmechanik-Modell (s. Omnibus-Simulationsmodell in Kapitel 2) umschließt im Wesentlichen die Betrachtung der Fahrzeuglängsdynamik, wobei die Fahrstrecke zusätzlich eine Steigung ( $\beta$ ) in Längsrichtung aufweisen kann. Darüber hinaus werden im Rahmen dieser Betrachtung keine weiteren Einflüsse durch die Quer- oder Vertikaldynamik berücksichtigt.

Mit Hilfe der Längsdynamik werden die translatorischen Kräfte in Fahrzeuglängsrichtung ( $\vec{x}$ ) betrachtet, um den erforderlichen Zugkraftbedarf  $F_x$  auf Basis der entgegenwirkenden Fahrwiderstände zu bestimmen. Zudem ist die implementierte Längsdynamik auf ein Einspurmodell reduziert, d.h. Räder von Vorder-, Antriebs- und Nachlaufachse sind jeweils zu einem charakteristischen Rad auf einer Längsspur in Fahrzeuglängsrichtung zusammengeführt.

Daneben werden im Modell des Antriebsstrangs zum einen die Summe der translatorischen Fahrwiderstände zu einem Fahrwiderstandsmoment überführt und zum anderen die rotatorischen Fahrwiderstände des Triebstranges (ebenso zusätzliche Lasten durch die Nebenverbraucher) sowie das erforderliche effektive Antriebsmoment der Verbrennungskraftmaschine bestimmt. Aus der Summe aller Fahrwiderstände sowie aller zusätzlichen Lastmomente (Nebenverbraucher) wird resultierend auf Basis des effektiven Antriebsmomentes der Gesamtfahrzeug-Kraftstoffverbrauch ermittelt.

Das Modell der Omnibus-Fahrmechanik ist in drei grundlegende Bestandteile gegliedert:

- ♦ Modell des Fahrzeugaufbaus: Bildung des translatorischen Kräftegleichgewichts in Bewegungsrichtung ( $\vec{x}$ ) sowie Bestimmung der Achslasten,
- ♦ Rad-Modell: Wandlung Kraft zu Moment sowie Bildung Momentengleichgewicht am Rad,
- ♦ Antriebsstrangmodell: Bildung Momentengleichgewicht der rotatorisch bewegten Triebstrangmassen, Berücksichtigung der Nebenverbraucherlasten sowie Bestimmung des erforderlichen effektiven Antriebsmomentes und des resultierenden Kraftstoffverbrauchs.

Die gerade aufgezählten Fahrmechanik-Teilmodelle werden nachfolgend auf Basis der wesentlichsten Modellgleichungen und verwendeten Kennfelder beschrieben.

### Modell des Fahrzeugaufbaus

Die Beschreibung des translatorischen Kräftegleichgewichts im Modell des Fahrzeugaufbaus ist wie folgt formuliert:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F_x - F_L - F_{St} - F_{Rad,V} - F_{Rad,A} - F_{Rad,N}. \quad (\text{B.101})$$

Der Term auf der linken Seite beschreibt hierbei den Beschleunigungswiderstand des Fahrzeugs mit der Fahrzeuggesamtmasse  $m$  und der zeitlichen Änderung der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ . Auf der

rechten Seite werden von der erforderlichen Zugkraft  $F_x$  die zu überwindenden Fahrwiderstände: Luftwiderstand  $F_L$ , Steigungswiderstand  $F_{St}$  sowie die Radrollwiderstände  $F_{Rad,V}$ ,  $F_{Rad,A}$  und  $F_{Rad,N}$  von Vorder-, Antriebs- und Nachlaufachse abgezogen. Die Luftwiderstandskraft berechnet sich hier nach:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \varrho_L(p_U, T_U, \varphi_U) \cdot A_w \cdot [c_w \cdot c_T(\gamma_T)] \cdot v^2. \quad (\text{B.102})$$

Dabei bestimmt sich die Dichte der Luft  $\varrho_L$  in Abhängigkeit des Umgebungszustandes mit dem Luftdruck  $p_U$ , der Lufttemperatur  $T_U$  und der relativen Luftfeuchtigkeit  $\varphi_U$ . Daneben wird die zu beachtende Fahrzeugstirnfläche mit  $A_w$ , der dimensionslose Widerstandsbeiwert mit  $c_w$  und die Fahrzeuggeschwindigkeit mit  $v$  berücksichtigt.

Mit Hilfe des zusätzlichen Koeffizienten  $c_T$  wird zudem der Luftwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit des Anströmwinkels  $\gamma_T$  bei schräg zur Fahrzeuglängsachse angeströmtem Fahrzeug korrigiert, vgl. z.B. Hoepke u. a. [2008].

Die Steigungswiderstandskraft in Fahrzeuglängsrichtung berechnet sich nach:

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin(\beta), \quad (\text{B.103})$$

wobei  $\beta$  der Steigungs- bzw. Gefällewinkel der Fahrbahn ist.

Die Radrollwiderstände  $F_{Rad,V}$ ,  $F_{Rad,A}$  und  $F_{Rad,N}$  von Vorder-, Antriebs- und Nachlaufachse folgen aus der Koppelung des Fahrzeugkörpermodells mit dem Rad-Modell, wobei die Berechnung der jeweiligen Achslast maßgebend ist. Die auf das Rad wirkende Achslast bzw. Auflagereaktionskraft wird durch  $F_N$  ausgedrückt und bestimmt sich unter Berücksichtigung der Fahrbahnsteigung und der dynamischen Fahrzustandsänderung wie folgt:

$$F_{N,V} = m \cdot \frac{g}{l} \cdot [\cos(\alpha) \cdot l_{H-N} - \sin(\alpha) \cdot h] - \frac{h}{l} \cdot m \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (\text{B.104a})$$

$$F_{N,A-N} = m \cdot \frac{g}{l} \cdot [\cos(\alpha) \cdot l_V - \sin(\alpha) \cdot h] + \frac{h}{l} \cdot m \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (\text{B.104b})$$

Hier ist  $F_{N,V}$  die Auflagereaktionskraft an der Vorderachse und  $F_{N,A-N}$  die Auflagereaktionskraft an der Hinterachse (vereinfachte, zusammengefasste Betrachtung von Antriebs- und Nachlaufachse). Der Achsabstand zwischen Vorderachse und der Symmetrielinie von Antriebs- und Nachlaufachse (entspricht Abstand Hinterachse, wie zuvor genannt) ist  $l$ . Der Achsabstand vom Massenschwerpunkt zur Vorderachse ist  $l_V$  und der Abstand vom Massenschwerpunkt zur Symmetrielinie von Antriebs- und Nachlaufachse ist  $l_{H-N}$ :

$$l_{H-N} = \frac{l_{H,A} + l_{H,N}}{2}, \quad (\text{B.105})$$

wobei  $l_{H,A}$  und  $l_{H,N}$  der Achsabstand vom Massenschwerpunkt zur Antriebs- bzw. Nachlaufachse ist.

Aufgrund der Nähe von Antriebs- und Nachlaufachse zueinander wird an dieser Stelle keine unsymmetrische Achslastverteilung angenommen und die Auflagereaktionskraft  $F_{N,A-N}$  symmetrisch aufgeteilt:

$$F_{N,A} = F_{N,N} = \frac{1}{2} \cdot F_{N,H-N}. \quad (\text{B.106})$$

## Rad-Modell

Im Rad-Modell ist die Beschreibung des Momentengleichgewichts für das getriebene Rad wie folgt formuliert:

$$\Theta \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{Rad} - M_R - M_B - M_{B,Rest}. \quad (\text{B.107})$$

Hier beschreibt der Term auf der linken Seite das Widerstandsmoment aufgrund der Massenträgheit mit dem Trägheitsmoment  $\Theta$  des Rades und dessen Winkelbeschleunigung. Auf der rechten Seite beschreibt  $M_R$  das Widerstandsmoment aufgrund von Rollreibung,  $M_B$  das Bremsmoment der Betriebsbremse und  $M_{B,Rest}$  das Restbremsmoment. Daneben ist  $M_{Rad}$  das zum Antrieb des getriebenen Rades nötige Drehmoment, welches mit Hilfe des dynamischen Radrollradius  $r_{dyn}$  berechnet wird:

$$M_{Rad} = F_{Rad} \cdot r_{dyn}. \quad (\text{B.108})$$

Das Widerstandsmoment durch Rollreibung berechnet sich nach:

$$M_R = f_R(v) \cdot F_N \cdot r_{dyn}, \quad (\text{B.109})$$

wobei  $f_R$  der geschwindigkeitsabhängige Widerstandsbeiwert der Rollreibung und  $F_N$  die auf das Rad wirkende Normalkraft (Auflagereaktionskraft) ist. Dabei existiert zwischen dem Radrollwiderstand  $F_{Rad}$  und der Reaktionskraft  $F_N$  folgender Zusammenhang:

$$F_{Rad} \cdot r_{dyn} = F_N \cdot e, \quad (\text{B.110})$$

hier ist  $e$  die Exzentrizität, also der Abstand mit dem die Reaktionskraft  $F_N$  zur Radmittelachse wirkt.

Das wirkende Restbremsmoment  $M_{B,Rest}$  aufgrund von Lagerreibung, beispielsweise des Radvorgeleges, berechnet sich nach:

$$M_{B,Rest} = f_{B,Rest}(v) \cdot F_N \cdot r_{dyn}, \quad (\text{B.111})$$

wobei  $f_{B,Rest}$  der spezifische geschwindigkeitsabhängige Widerstandsbeiwert des Restbremsmomentes ist.

Für das angetriebene Rad muss die Momentenbilanz aus Gleichung (B.107) um das erforderliche Antriebsmoment am Rad  $M_{Rad}^{An}$  ergänzt werden. Hierbei wird  $M_{Rad}^{An}$  auf Basis der erforderlichen Zugkraft  $F_x$  bestimmt:

$$M_{Rad}^{An} = F_x \cdot r_{dyn}. \quad (\text{B.112})$$

Daneben erfolgt die Berechnung der Raddrehzahl  $n_{Rad}$  aus der vorgegebenen Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  nach:

$$v = \frac{d\varphi}{dt} \cdot r_{dyn} = \omega \cdot r_{dyn} = 2 \cdot \pi \cdot n_{Rad} \cdot r_{dyn}. \quad (\text{B.113})$$

## Modell des Fahrzeugantriebsstrang

Im Fahrzeugantriebsstrang-Modell ist das Momentengleichgewicht sowie die Drehzahlübertragung für eine einfache rotatorische Masse, wie Antriebswelle oder Kardanwelle, mit dem jeweiligen Trägheitsmoment  $\Theta$  wie folgt formuliert:

$$\Theta \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{an} + M_{ab} \quad (\text{B.114a})$$

und

$$\varphi_{an} = \varphi_{ab}, \quad (\text{B.114b})$$

somit gilt auch:

$$n_{an} = n_{ab}. \quad (\text{B.114c})$$

Zudem ist im Triebstrangmodell ein Feder-Dämpfer-Glied zur Berücksichtigung von Gelenk- bzw. Hardyscheiben eingebunden. Die Beschreibung des Feder-Dämpfer-Gliedes lautet hierzu:

$$\varphi_{rel} = \varphi_{an} - \varphi_{ab}, \quad (\text{B.115a})$$

$$M_{FDG} = c \cdot (\varphi_{rel} - \varphi_0) + d \cdot \frac{d\varphi_{rel}}{dt}, \quad (\text{B.115b})$$

$$M_{an} = M_{FDG} \quad \text{und} \quad M_{ab} = -M_{FDG}, \quad (\text{B.115c})$$

wobei  $c$  die Federkonstante in  $\text{Nm}/\text{rad}$  und  $d$  die Dämpfungskonstante in  $\text{Nm}\cdot\text{s}/\text{rad}$  ist.

Die Übersetzung der Drehzahl ist im Ausgleichsgetriebe, im Schaltgetriebe sowie im Riementrieb allgemein formuliert mit:

$$\frac{d\varphi_{an}}{dt} = i \cdot \frac{d\varphi_{ab}}{dt}, \quad (\text{B.116a})$$

es gilt damit auch:

$$n_{an} = i \cdot n_{ab}. \quad (\text{B.116b})$$

Daneben wird die Wandlung von Drehmoment aufgrund der Getriebeübersetzung  $i$  ohne Trägheitsmomente wie folgt berechnet:

$$M_{ab} = i \cdot M_{an} \quad (\text{B.116c})$$

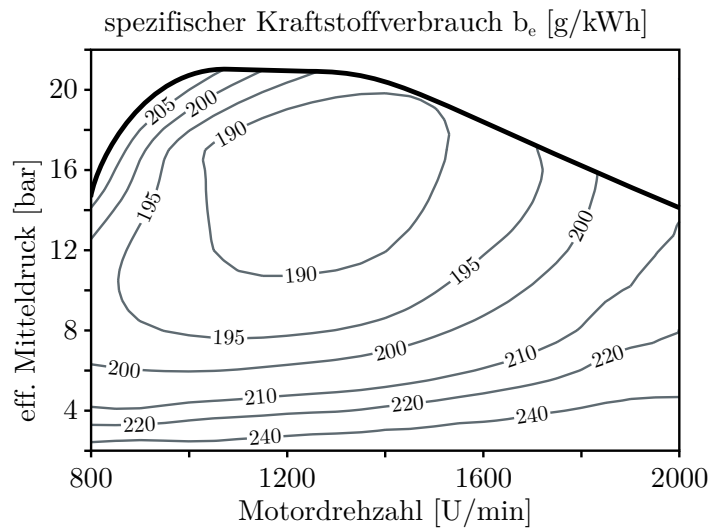
und mit Berücksichtigung der Trägheitsmomente  $\Theta_{an}$  und  $\Theta_{ab}$  von An- und Abtriebseite mit:

$$M_{ab} = i \cdot M_{an} - [i \cdot \Theta_{an} + \Theta_{ab}] \cdot \frac{d^2\varphi_{ab}}{dt^2}. \quad (\text{B.116d})$$

Resultierend folgt aus dem Modell des Triebstrangs das erforderliche effektive Antriebsmoment der Verbrennungskraftmaschine  $M_{VKM}=M_{eff}$ . Mit der Kenntnis der Motordrehzahl  $n$  (folgt aus Raddrehzahl, s. Gleichung (B.113), sowie allen Getriebeübersetzungen) und dem bestimmten effektiven Motormoment  $M_{eff}$  wird mit Hilfe des Kraftstoffverbrauchskennfeldes aus Abbildung B.17 der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_e$  ermittelt. Die Umrechnung vom effektiven Motormoment  $M_{eff}$  zum effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  wird hierzu wie folgt vorgenommen:

$$p_{me} = \frac{4 \cdot \pi \cdot M_{eff}}{V_H}, \quad (B.117)$$

wobei  $V_H$  das Hubvolumen der betrachteten Verbrennungskraftmaschine ist.



**Abbildung B.17.:** Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_e$  einer typischen Nutzfahrzeug-Verbrennungskraftmaschine in Anlehnung an Mollenhauer u. Tschöke [2007], Daimler AG [2012b], Schmid u. a. [2015], Andwari [2017] und van Basshuysen u. Schäfer [2017].

Die Berechnung des durchschnittlichen Kraftstoffverbrauchs  $B_S$  (in  $l/100km$ ) auf Basis der zurückgelegten Gesamtfahrstrecke  $s_{Fahrweg}$  sowie dem dazu verbrauchten Kraftstoff lautet:

$$B_S = \frac{100}{s_{Fahrweg}} \int \frac{b_e(t) \cdot 2 \cdot \pi \cdot M_{eff}(t) \cdot n(t)}{\varrho_B} dt, \quad (B.118)$$

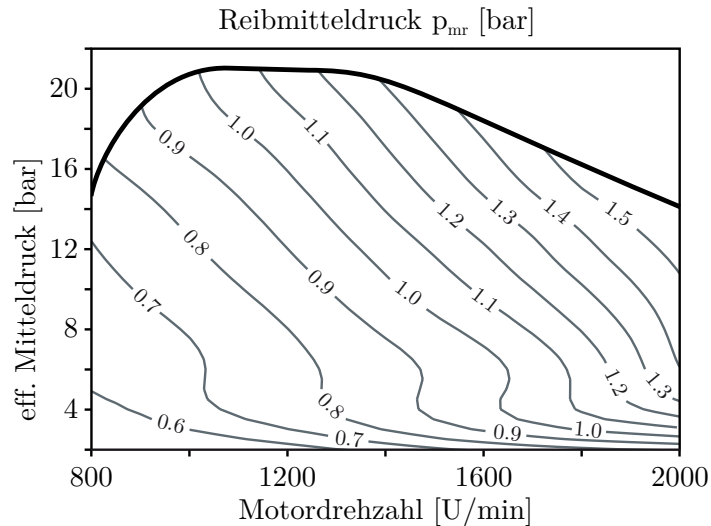
dabei ist  $\varrho_B$  die Dichte des Kraftstoffes.

Die Reibleistungsverluste  $P_R$  und Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  werden ebenso mit Hilfe von Kennfeldern (s. Abbildung B.18 und Abbildung B.19) sowie auf Grundlage des effektiven Motormomentes  $M_{eff}$  bzw. effektiven Mitteldrucks  $p_{me}$  und der aktuellen Motordrehzahl  $n$  der Verbrennungskraftmaschine ermittelt. Die Reibleistungsverluste  $P_R$  bzw. der Wärmestrom  $\dot{Q}_R$  aufgrund der Reibungsverluste wird hier aus dem Reibmitteldruck  $p_{mr}$  wie folgt berechnet:

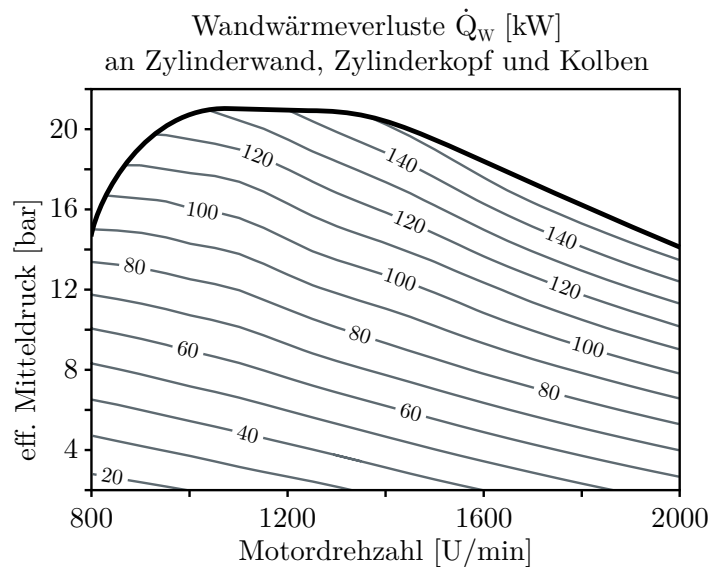
$$P_R = \dot{Q}_R = \frac{p_{mr} \cdot V_H \cdot n}{2}. \quad (B.119)$$



Daneben erfolgt die Bestimmung der Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  direkt aus dem Kennfeld in Abbildung B.19.



**Abbildung B.18.:** Kennfeld des Reibmitteldrucks  $p_{mr}$  (Reibleistungsverluste) einer typischen Nutzfahrzeug-Verbrennungskraftmaschine in Anlehnung an Rinkens u. a. [2015] und Schreier u. a. [2015].



**Abbildung B.19.:** Kennfeld der Wandwärmeverluste (Wärmestrom aufgrund Verbrennungsprozess-wärmeverluste  $\dot{Q}_W$  an Zylinderwand, Zylinderkopf und Kolben) einer typischen Nutzfahrzeug-Verbrennungskraftmaschine in Anlehnung an Cortona u. a. [2002], Mollenhauer u. Tschöke [2007], Sonnekalb u. a. [2008] und Guzella u. Onder [2010].



## C. Randbedingungen für Fahrstreckenszenario Hannover-München

In den nachfolgenden Abbildungen sind die Randbedingungen für das Fahrstreckenszenario Hannover-München dargestellt. Hierzu illustriert Abbildung C.1 den geografischen Wegstreckenverlauf von Hannover (ZOB) nach München (ZOB). Das dafür berechnete synthetische Geschwindigkeitsprofil sowie das damit zusammenhängende Höhenprofil zeigt Abbildung C.2. Die Umgebungsrandbedingungen für jeden 15. Tag eines Monats im Jahr sind in den Abbildungen C.3 bis C.14 dargestellt. Aufgetragen sind, neben der Lufttemperatur von Start- und Zielort, sowohl die Lufttemperatur, die relative Luftfeuchtigkeit sowie die direkte und diffuse Solarstrahlung als auch der Luftdruck für das jeweilige Fahrerszenario entlang der Fahrstrecke.

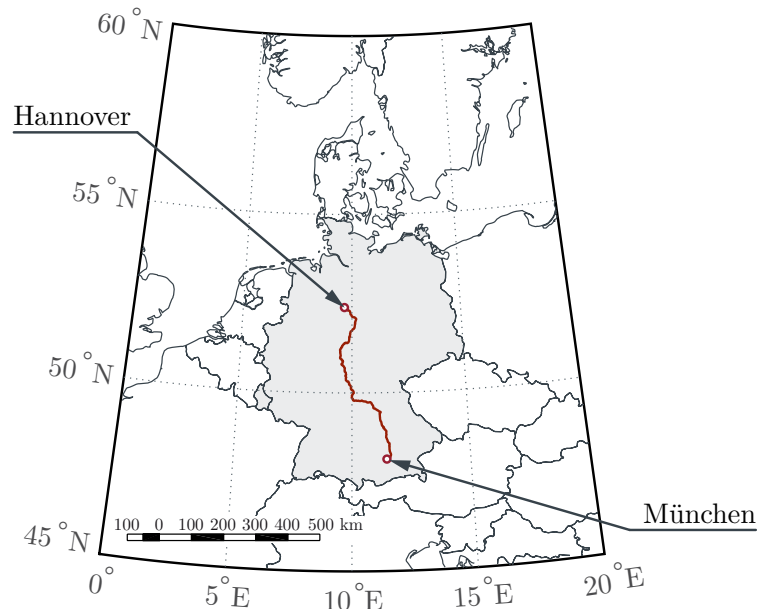


Abbildung C.1.: Geografischer Wegstreckenverlauf des Fahrstreckenszenarios Hannover-München.

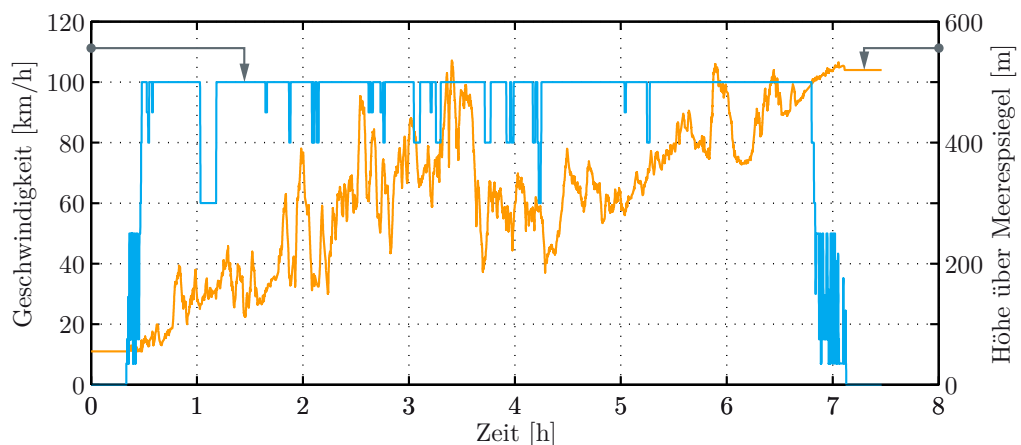
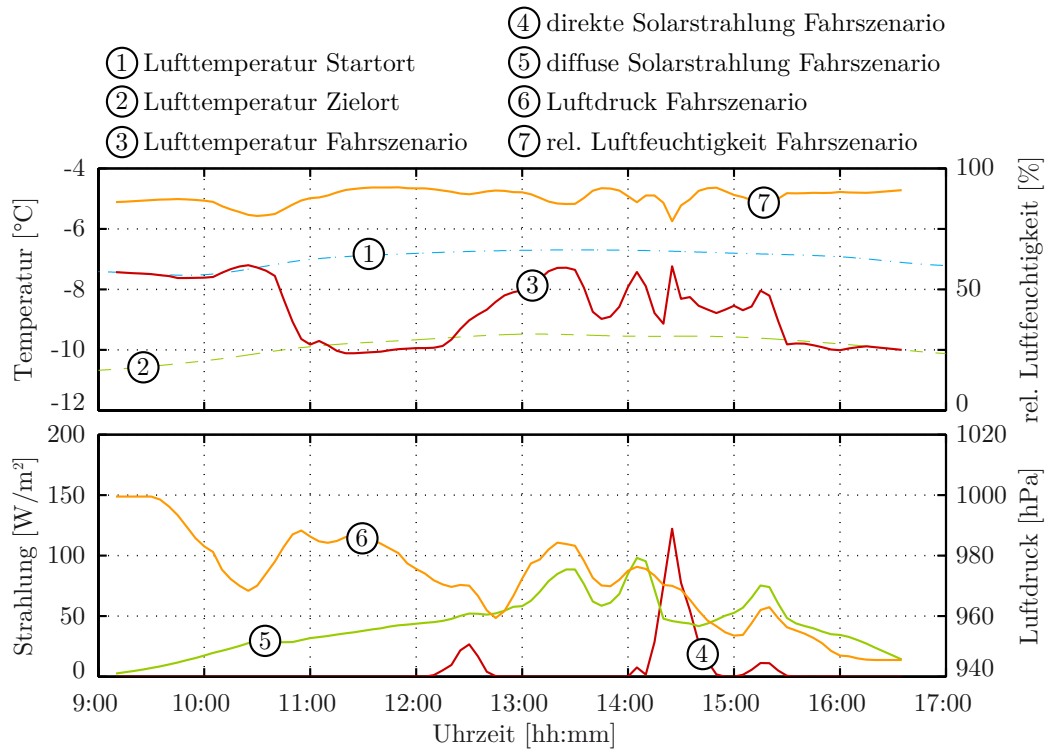
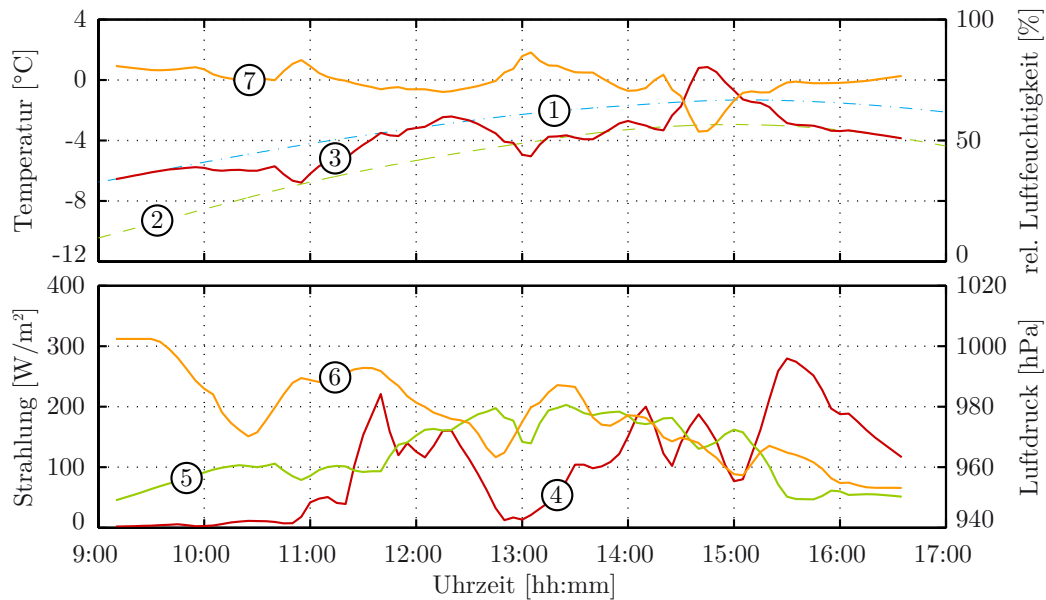


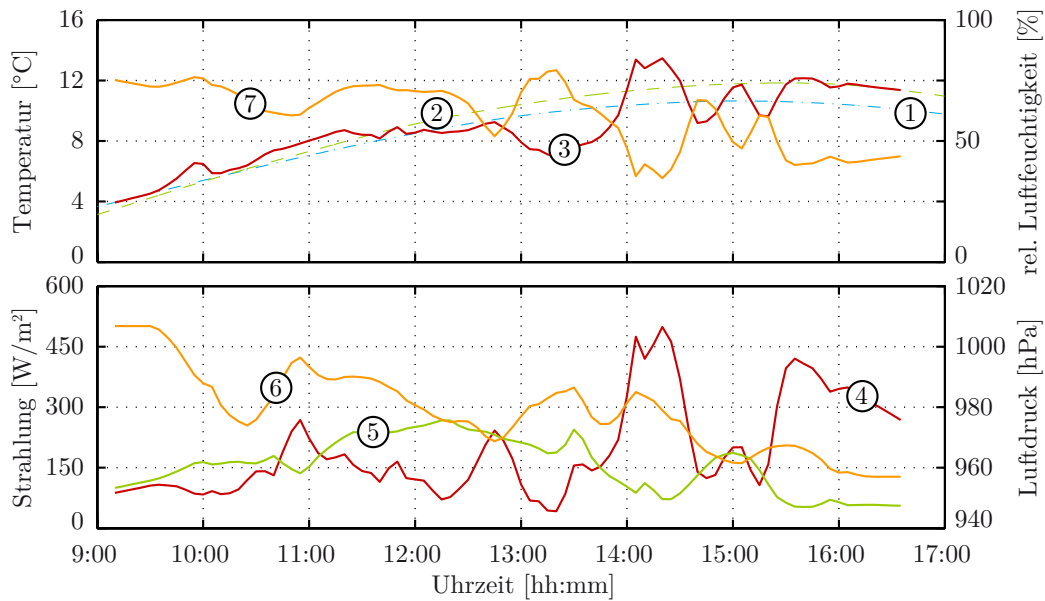
Abbildung C.2.: Fahrstreckenszenario Hannover-München: Geschwindigkeits- und Höhenprofil.



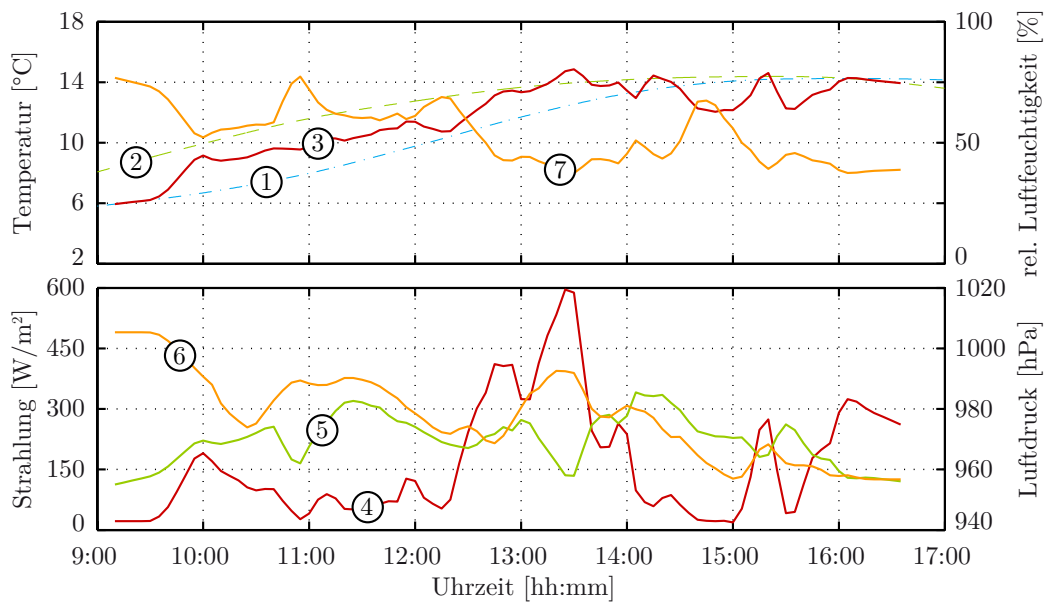
**Abbildung C.3.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 1 (repräsentiert 15. Januar).



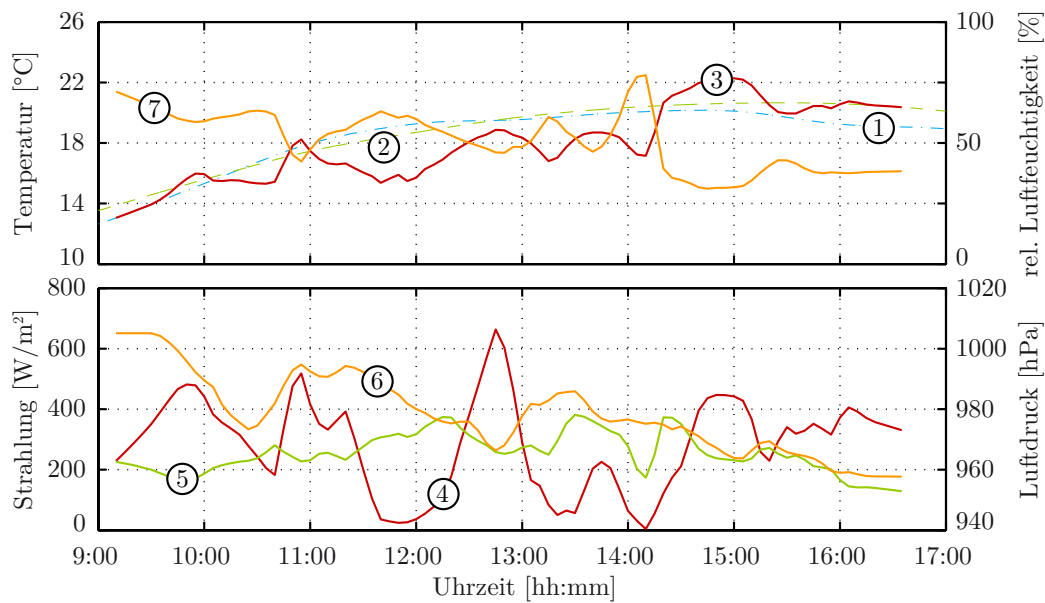
**Abbildung C.4.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 2 (repräsentiert 15. Februar). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



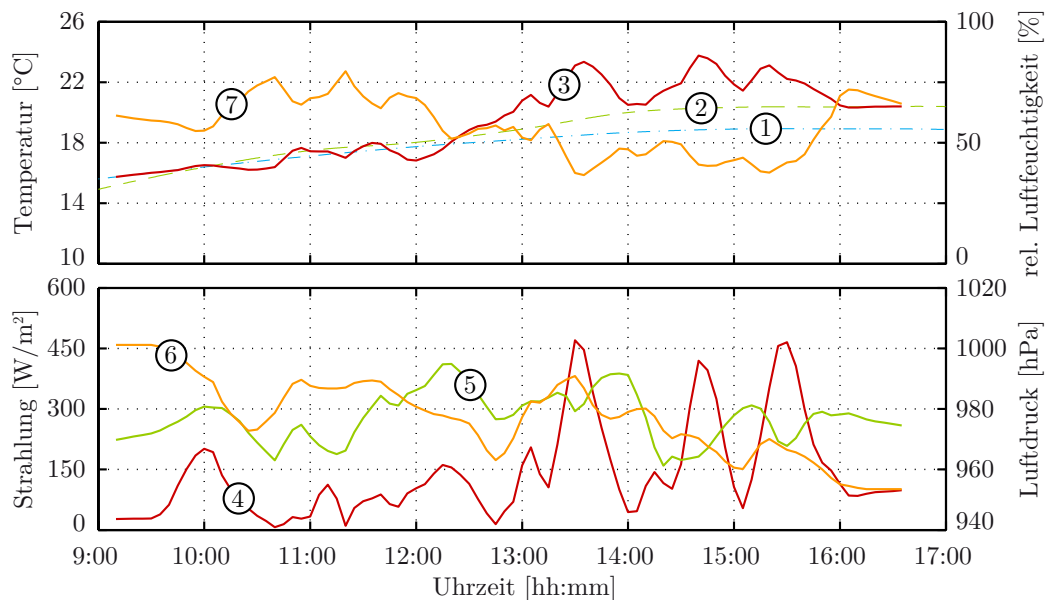
**Abbildung C.5.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 3 (repräsentiert 15. März). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



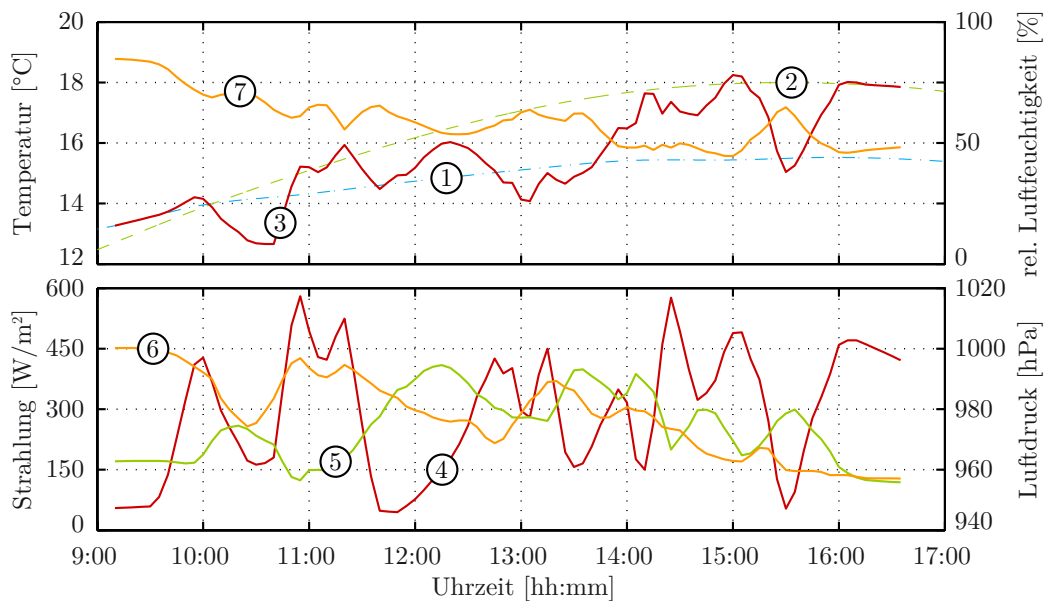
**Abbildung C.6.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 4 (repräsentiert 15. April). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



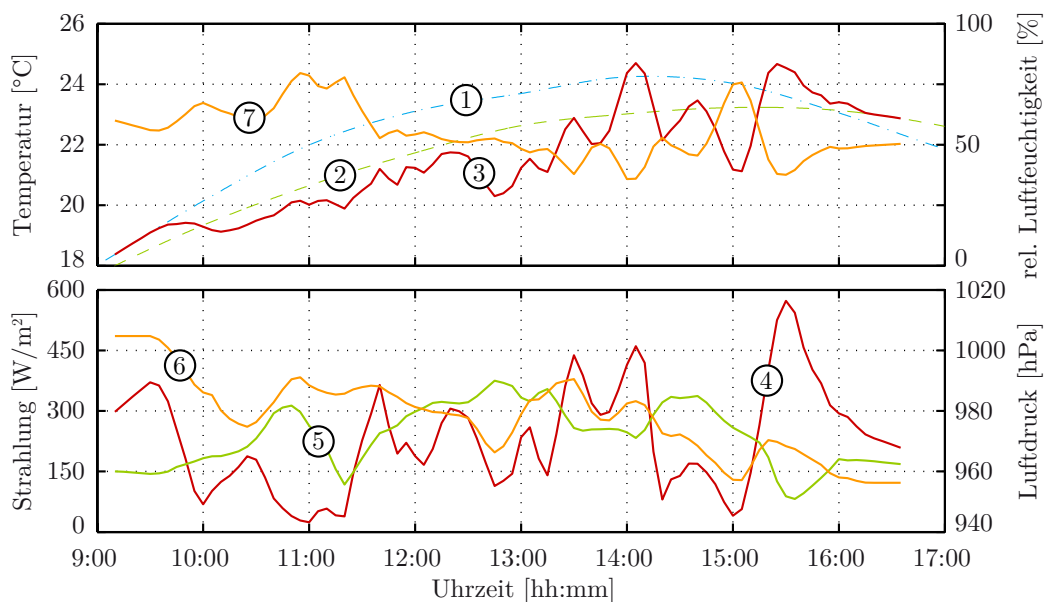
**Abbildung C.7.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 5 (repräsentiert 15. Mai). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



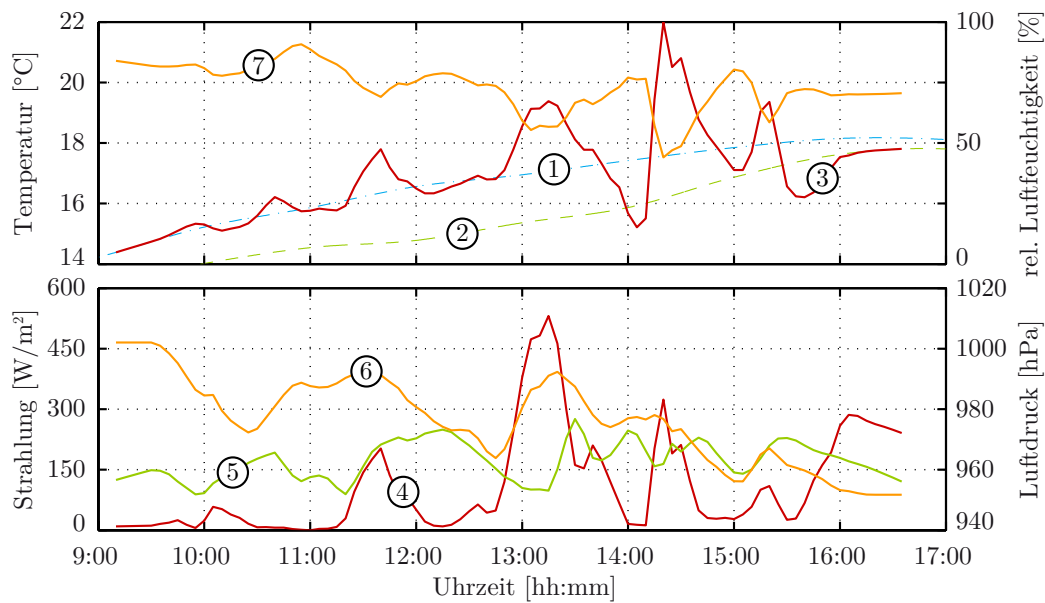
**Abbildung C.8.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



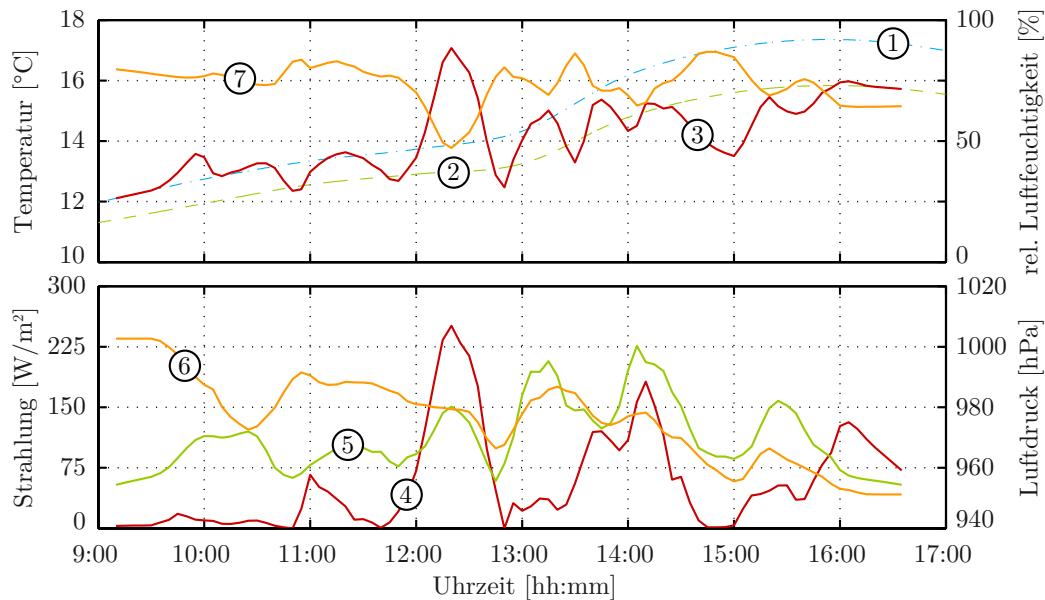
**Abbildung C.9.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 7 (repräsentiert 15. Juli). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



**Abbildung C.10.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 8 (repräsentiert 15. August). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.

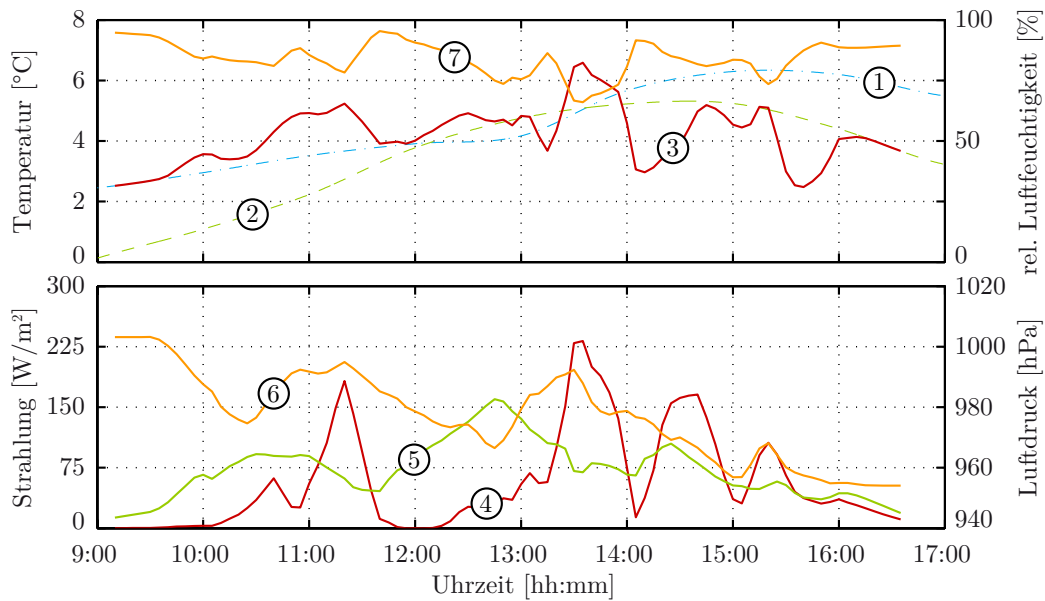


**Abbildung C.11.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 9 (repräsentiert 15. September). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.

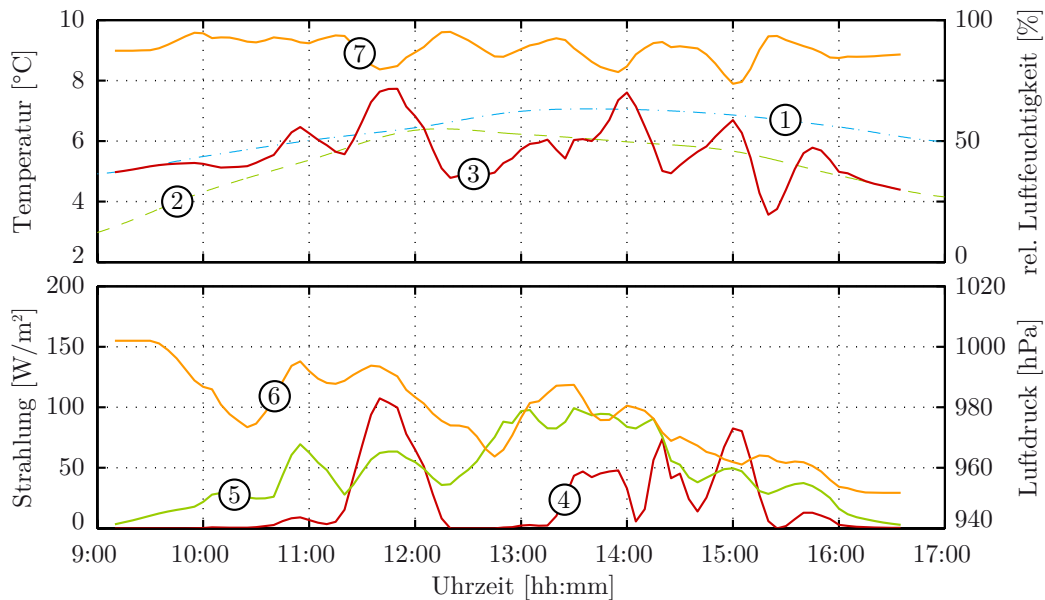


**Abbildung C.12.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.





**Abbildung C.13.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrten-szenario Index 11 (repräsentiert 15. November). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



**Abbildung C.14.:** Fahrstreckenszenario Hannover-München: Umgebungsrandbedingungen für Fahrten-szenario Index 12 (repräsentiert 15. Dezember). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



## D. Randbedingungen für Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid

In den nachfolgenden Abbildungen sind die Randbedingungen für das Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid dargestellt. Hierzu illustriert Abbildung D.1 den geografischen Wegstreckenverlauf von Lissabon (Estação do Oriente) nach Madrid (Estación Sur de Autobuses). Das dafür berechnete synthetische Geschwindigkeitsprofil sowie das damit zusammenhängende Höhenprofil zeigt Abbildung D.2. Die Umgebungsrandbedingungen für jeden 15. Tag eines Monats im Jahr sind in den Abbildungen D.3 bis D.14 dargestellt. Aufgetragen sind, neben der Lufttemperatur von Start- und Zielort, sowohl die Lufttemperatur, die relative Luftfeuchtigkeit sowie die direkte und diffuse Solarstrahlung als auch der Luftdruck für das jeweilige Fahrscenario entlang der Fahrstrecke.



Abbildung D.1.: Geografischer Wegstreckenverlauf des Fahrstreckenszenarios Lissabon-Madrid.

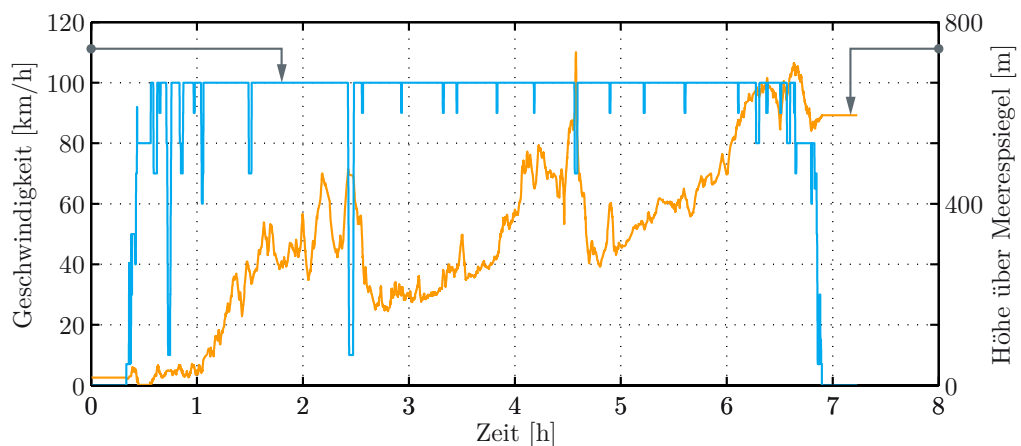
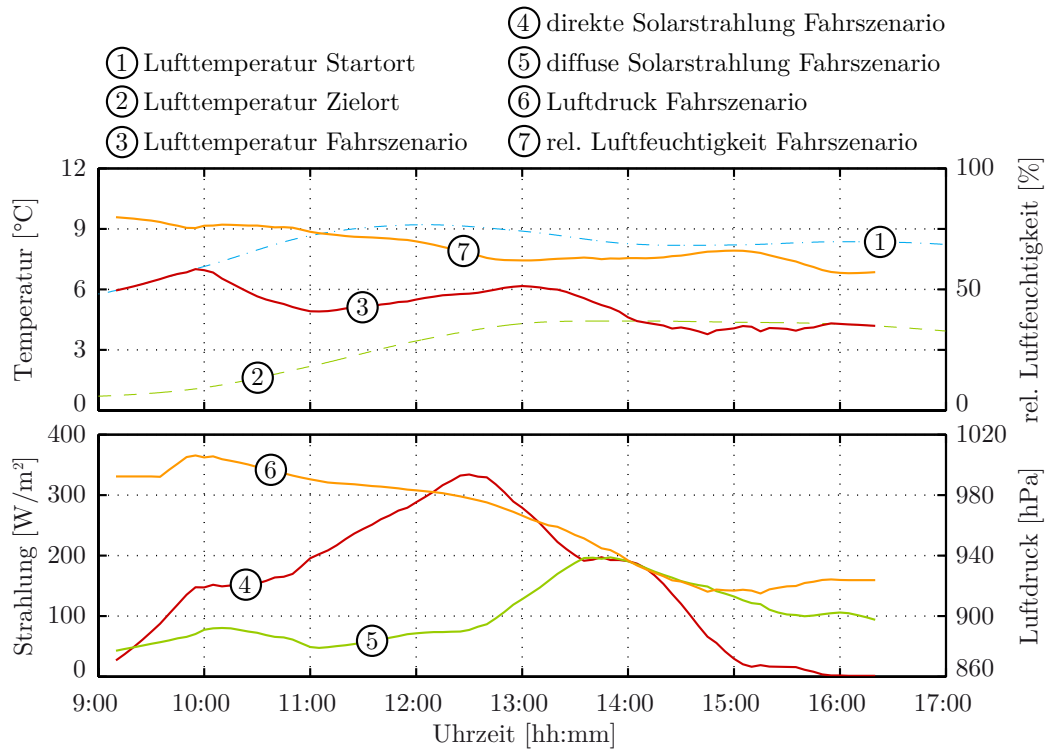
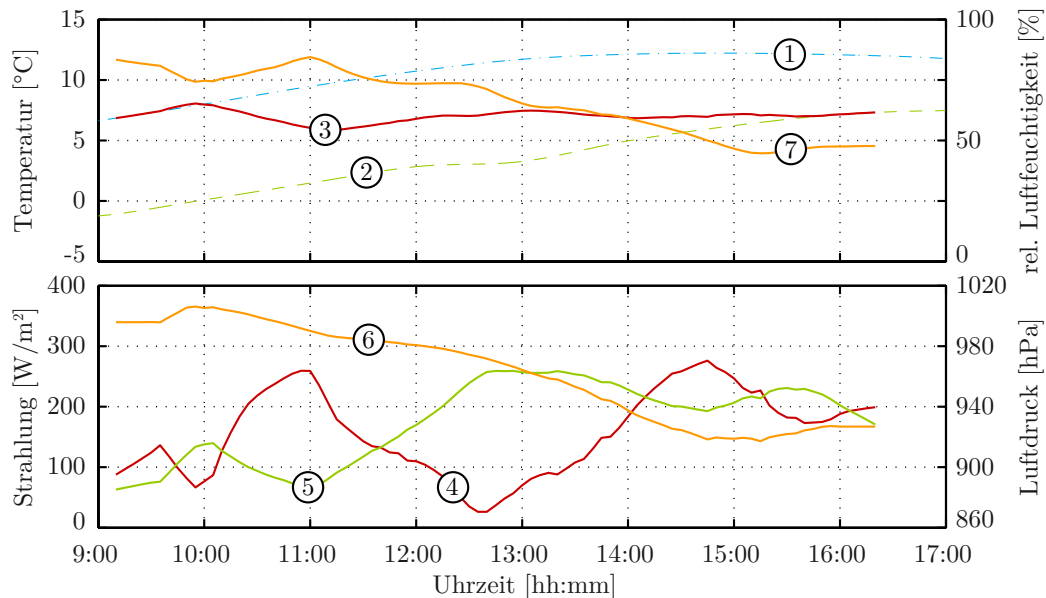


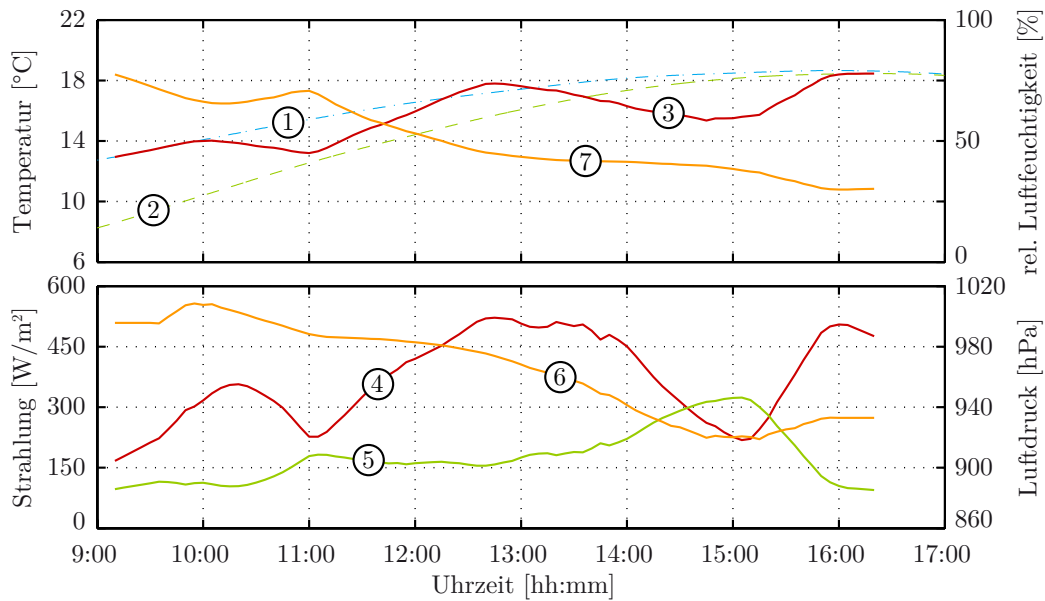
Abbildung D.2.: Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Geschwindigkeits- und Höhenprofil.



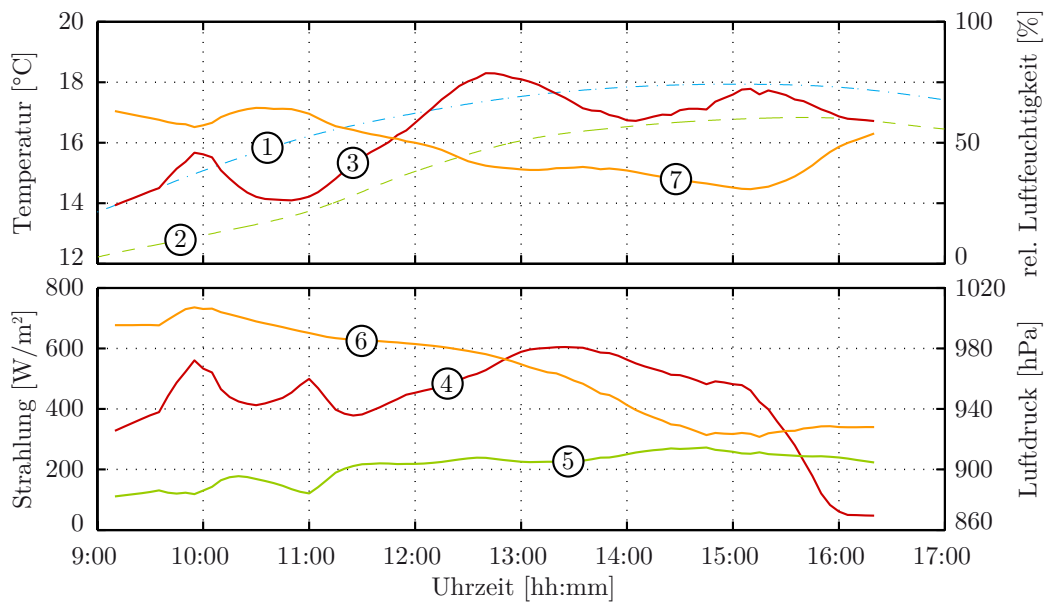
**Abbildung D.3.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrzenszenario Index 1 (repräsentiert 15. Januar).



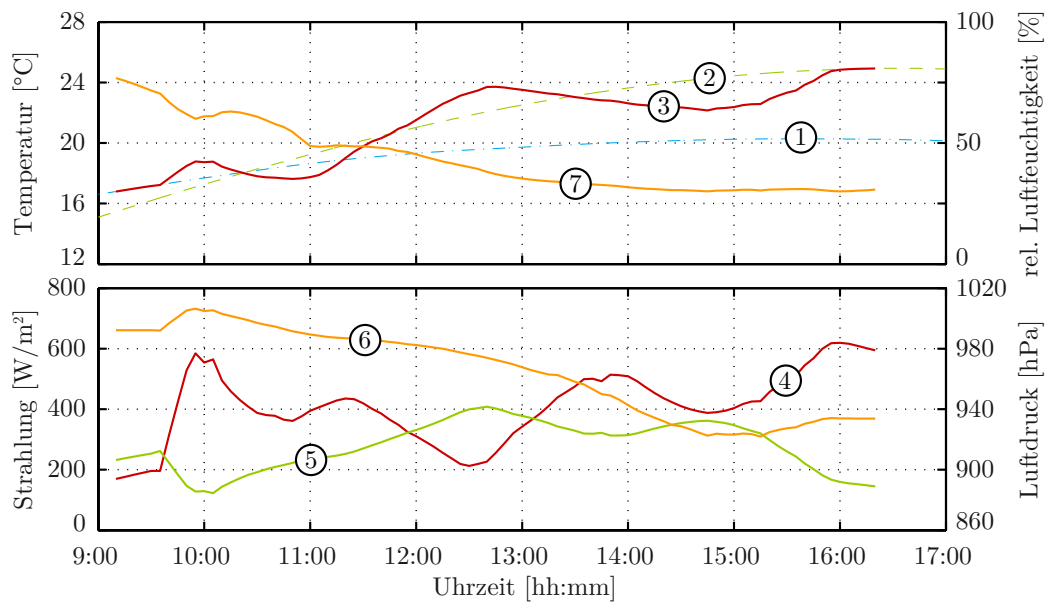
**Abbildung D.4.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrzenszenario Index 2 (repräsentiert 15. Februar). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



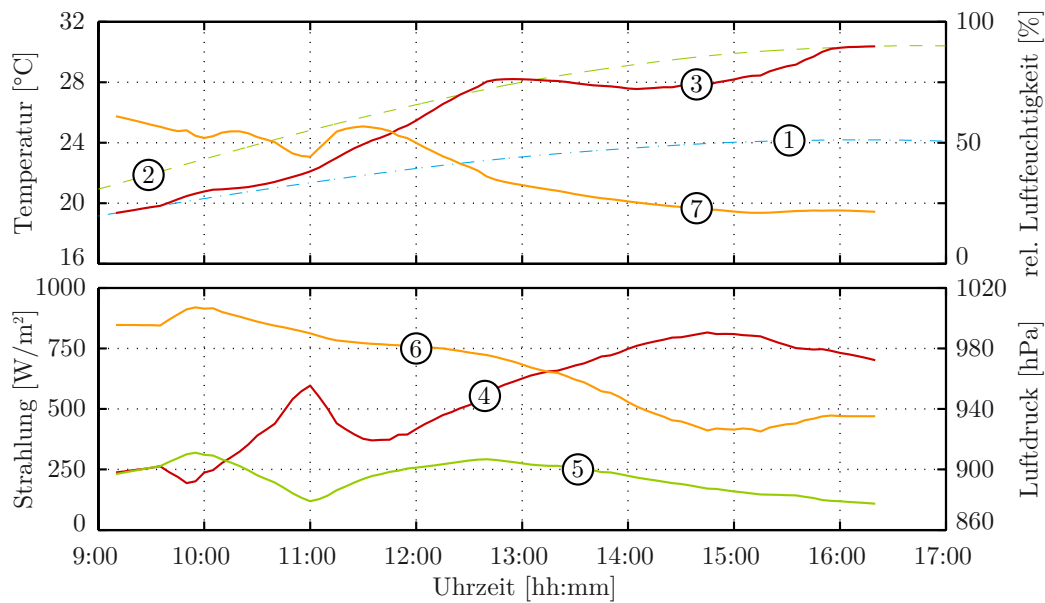
**Abbildung D.5.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 3 (repräsentiert 15. März). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



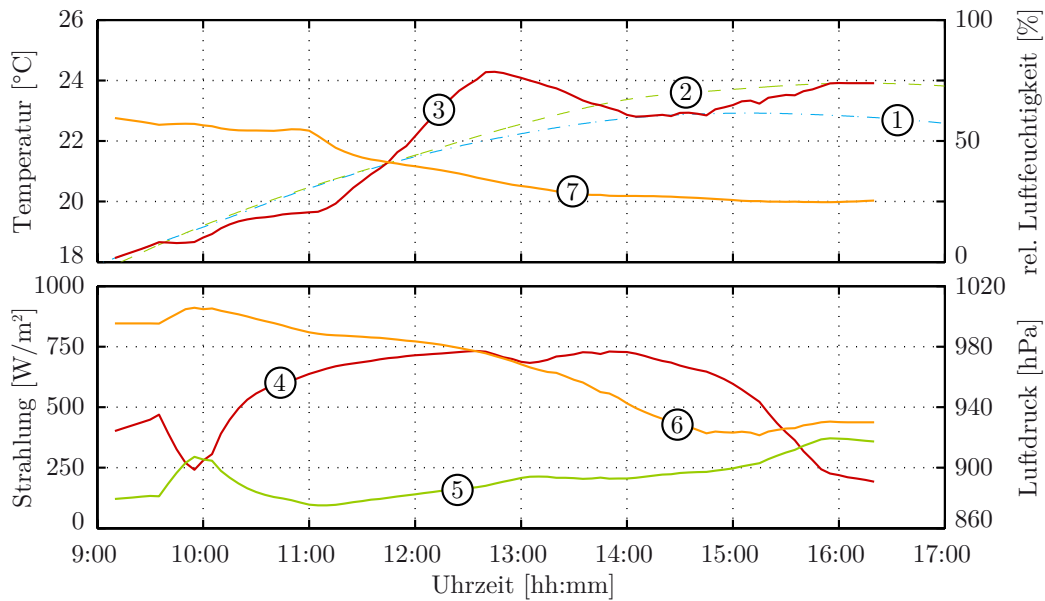
**Abbildung D.6.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 4 (repräsentiert 15. April). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



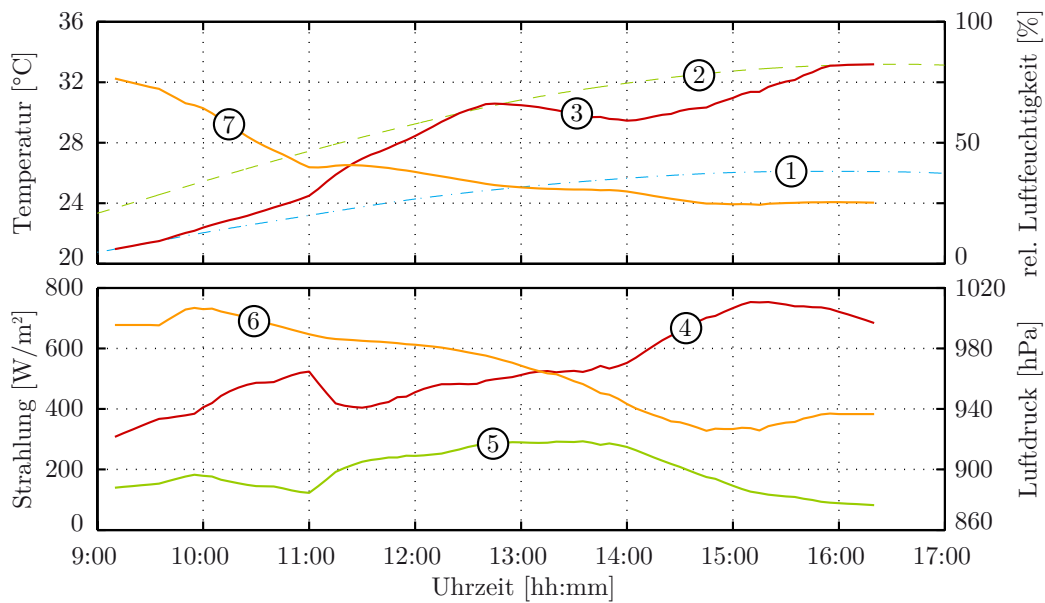
**Abbildung D.7.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 5 (repräsentiert 15. Mai). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



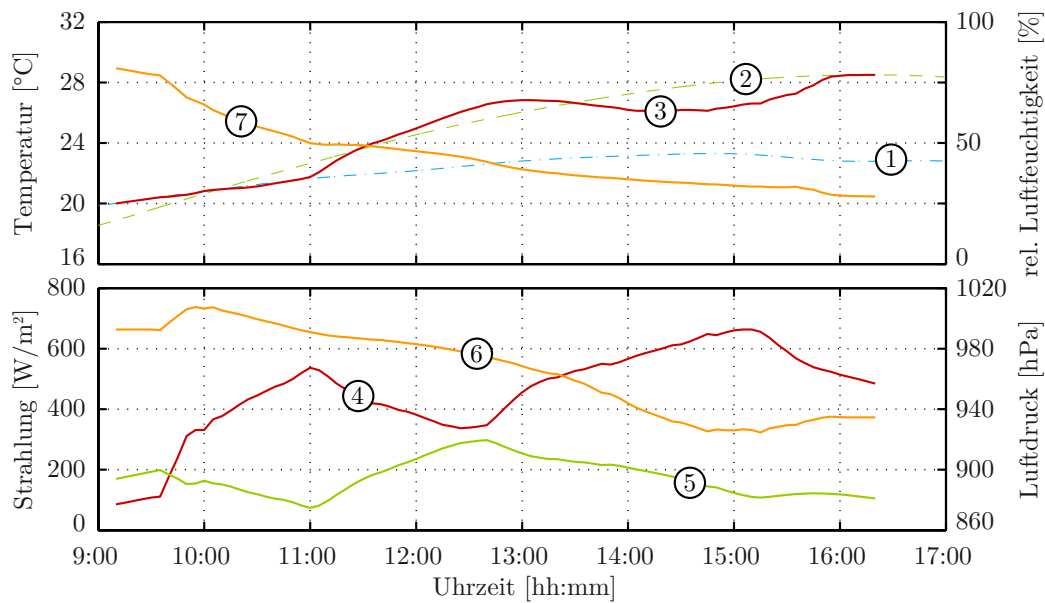
**Abbildung D.8.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



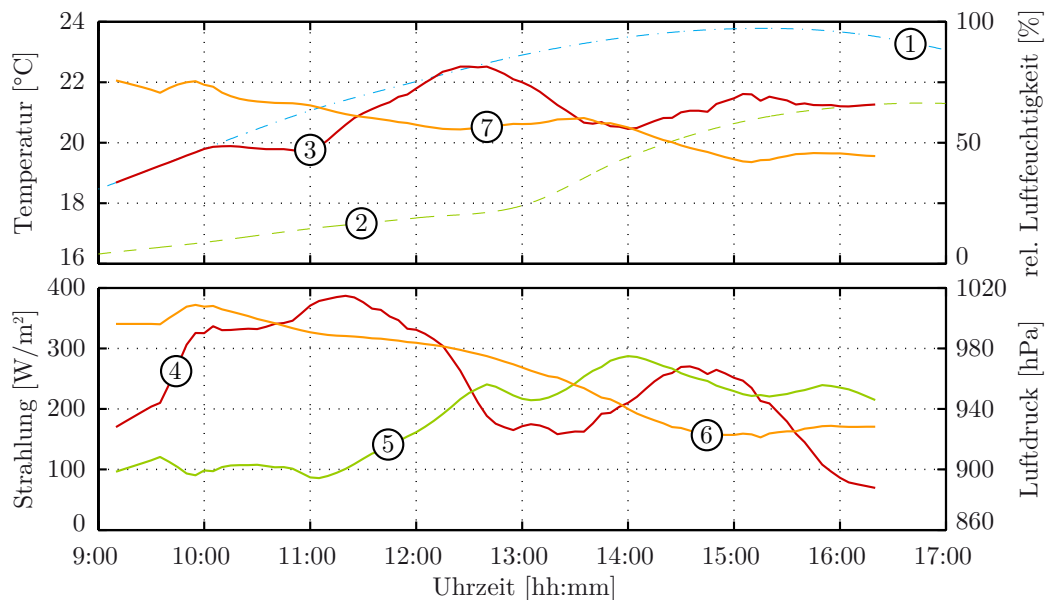
**Abbildung D.9.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 7 (repräsentiert 15. Juli). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



**Abbildung D.10.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 8 (repräsentiert 15. August). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.

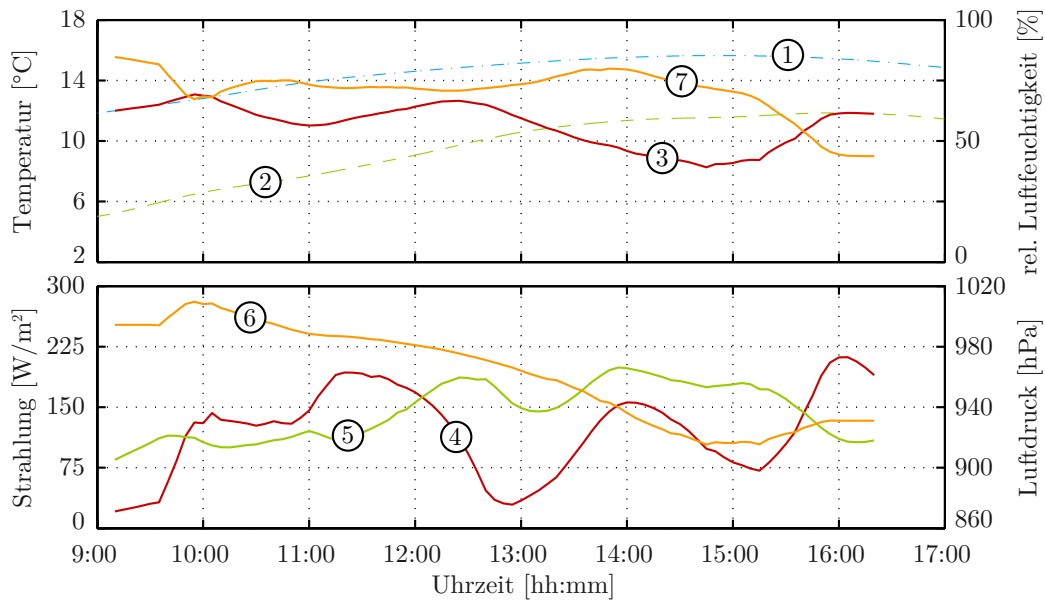


**Abbildung D.11.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 9 (repräsentiert 15. September). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.

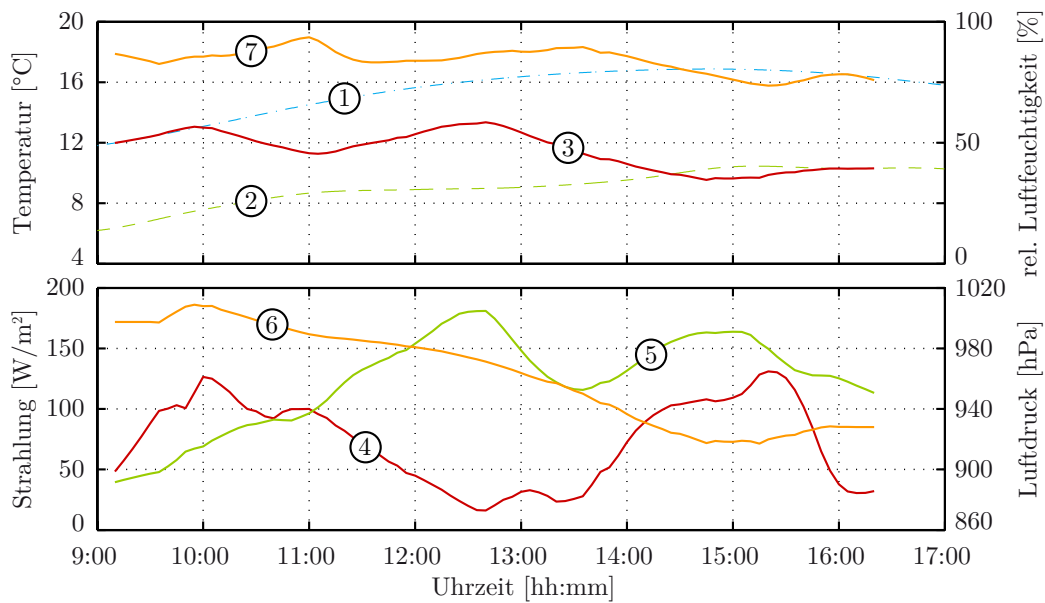


**Abbildung D.12.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.





**Abbildung D.13.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 11 (repräsentiert 15. November). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



**Abbildung D.14.:** Fahrstreckenszenario Lissabon-Madrid: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 12 (repräsentiert 15. Dezember). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



## E. Randbedingungen für Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur

In den nachfolgenden Abbildungen sind die Randbedingungen für das Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur dargestellt. Hierzu illustriert Abbildung E.1 den geografischen Wegstreckenverlauf von Neu-Delhi (Interstate Bus Terminal) nach Kanpur (Interstate Bus Station). Das dafür berechnete synthetische Geschwindigkeitsprofil sowie das damit zusammenhängende Höhenprofil zeigt Abbildung E.2. Die Umgebungsrandbedingungen für jeden 15. Tag eines Monats im Jahr sind in den Abbildungen E.3 bis E.14 dargestellt. Aufgetragen sind, neben der Lufttemperatur von Start- und Zielort, sowohl die Lufttemperatur, die relative Luftfeuchtigkeit sowie die direkte und diffuse Solarstrahlung als auch der Luftdruck für das jeweilige Fahrscenario entlang der Fahrstrecke.

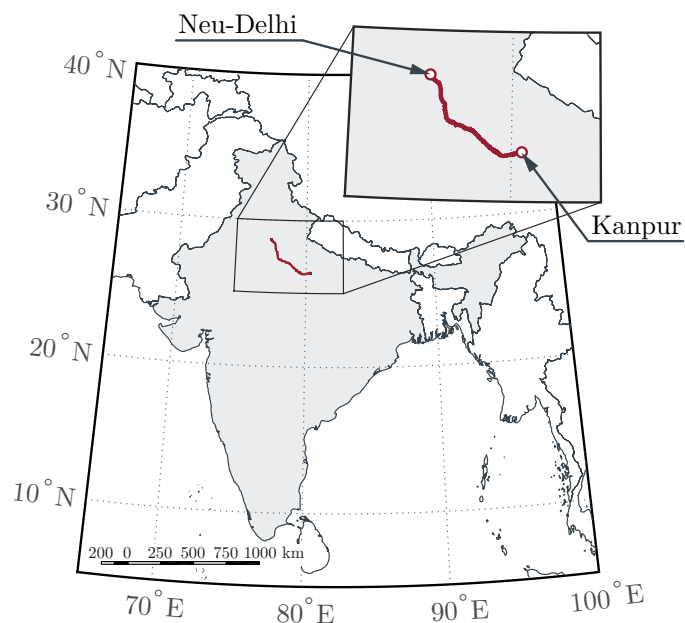


Abbildung E.1.: Geografischer Wegstreckenverlauf des Fahrstreckenszenarios Neu-Delhi-Kanpur.

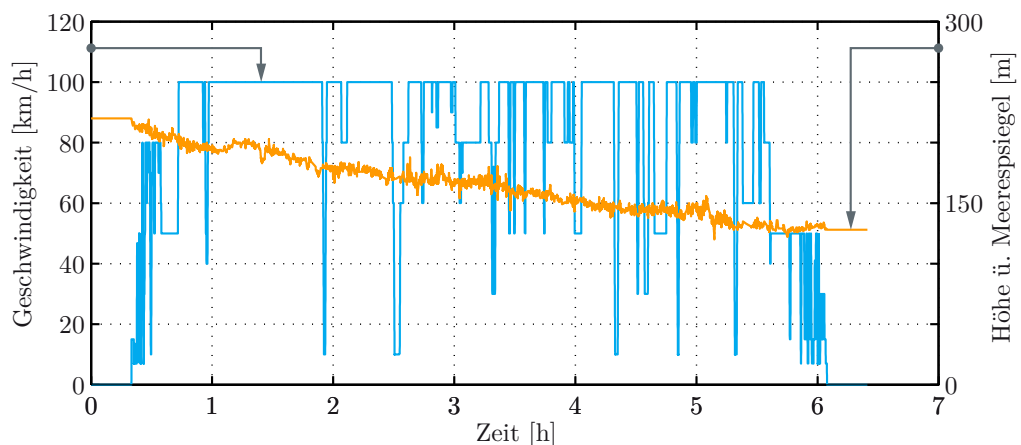
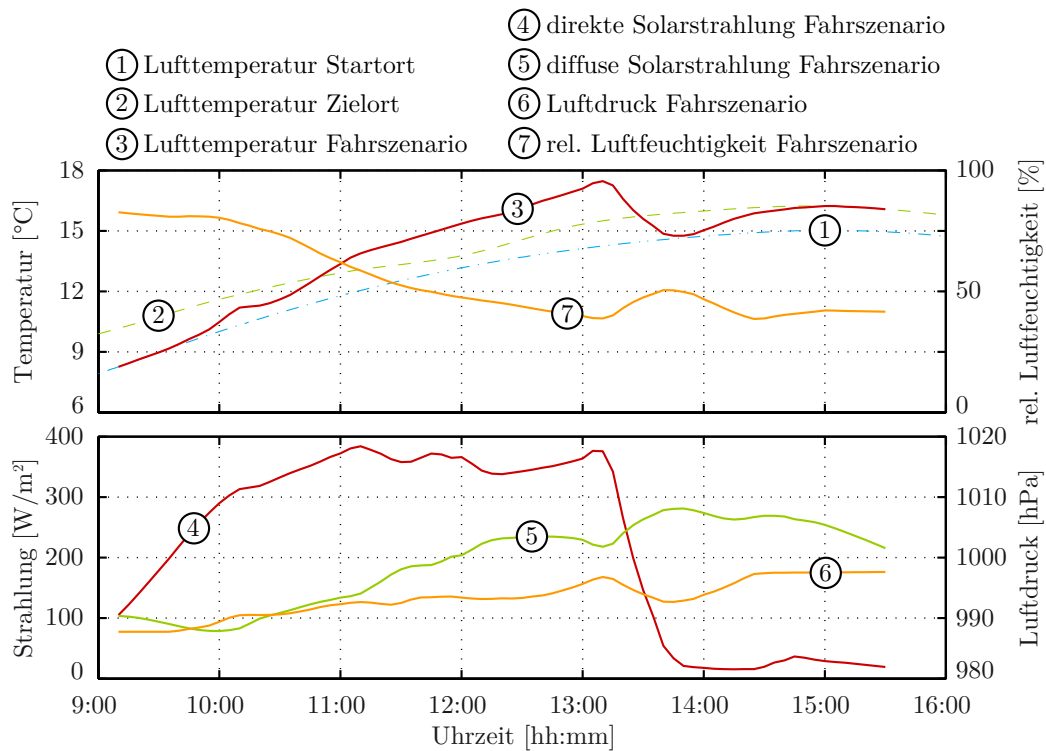
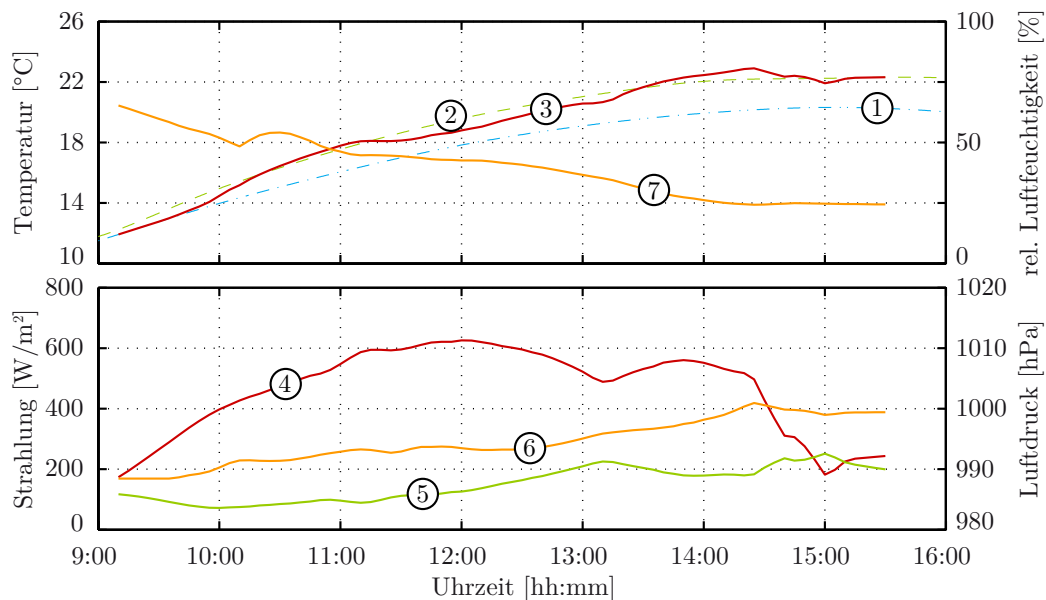


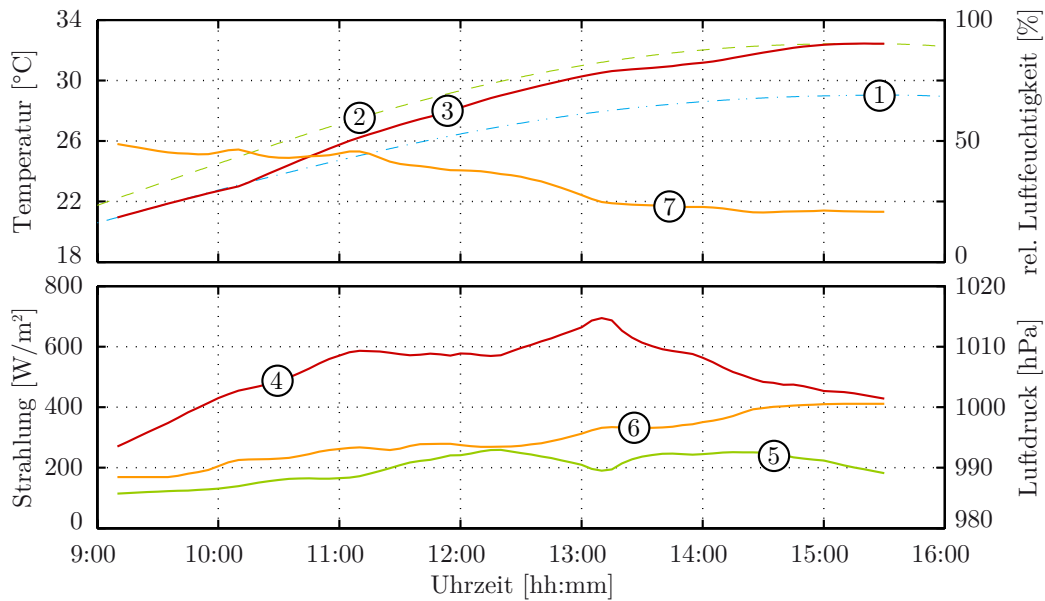
Abbildung E.2.: Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Geschwindigkeits- und Höhenprofil.



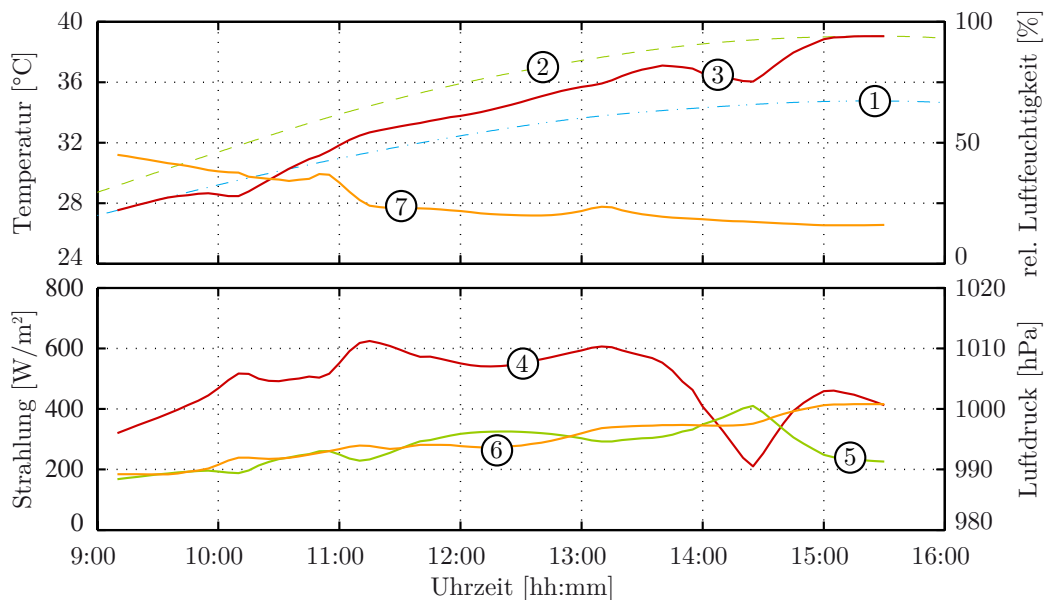
**Abbildung E.3.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrzenszenario Index 1 (repräsentiert 15. Januar).



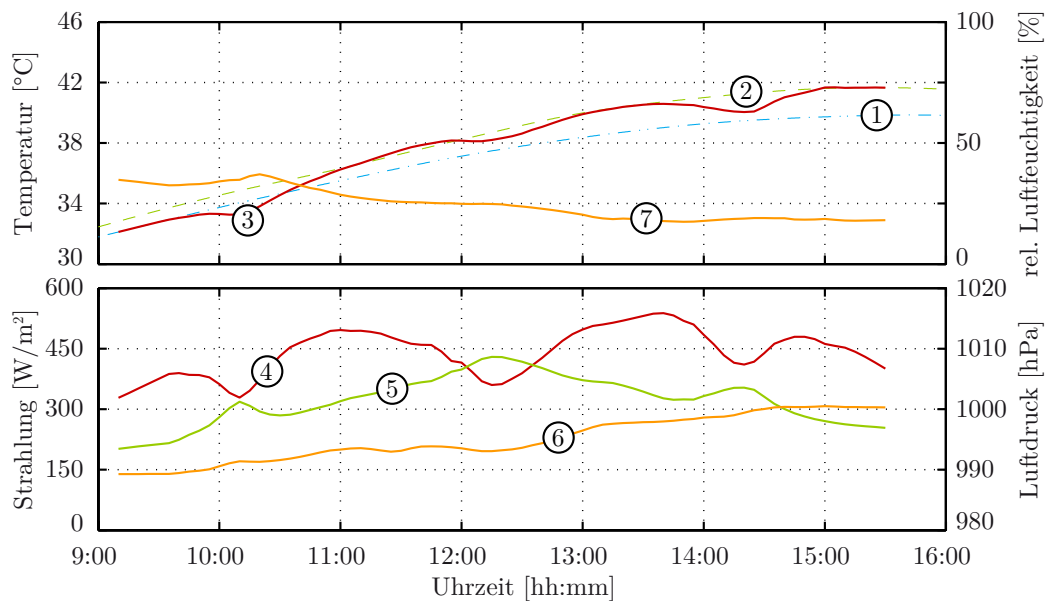
**Abbildung E.4.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrzenszenario Index 2 (repräsentiert 15. Februar). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



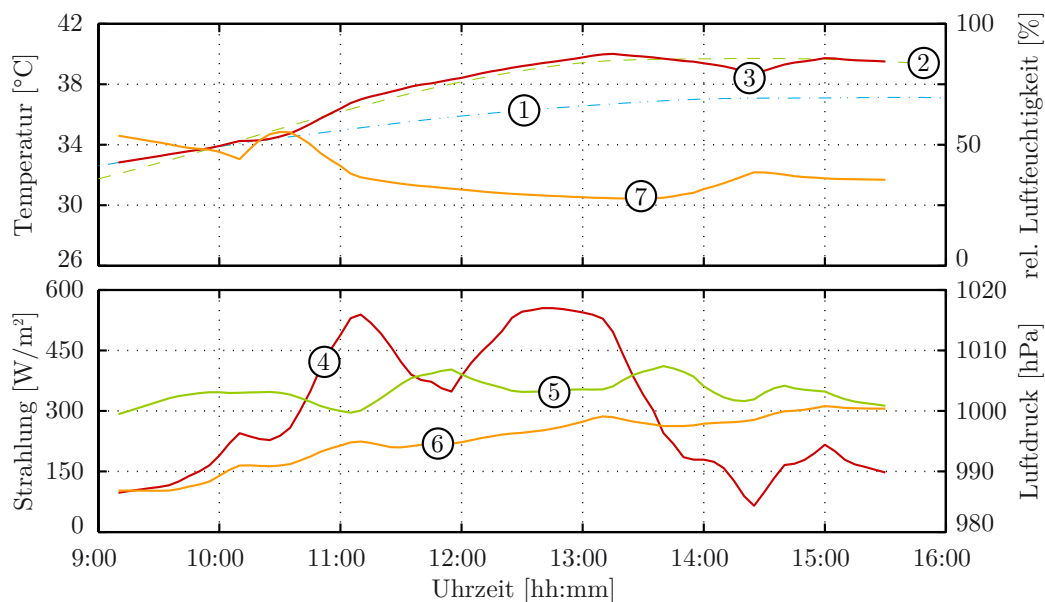
**Abbildung E.5.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 3 (repräsentiert 15. März). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



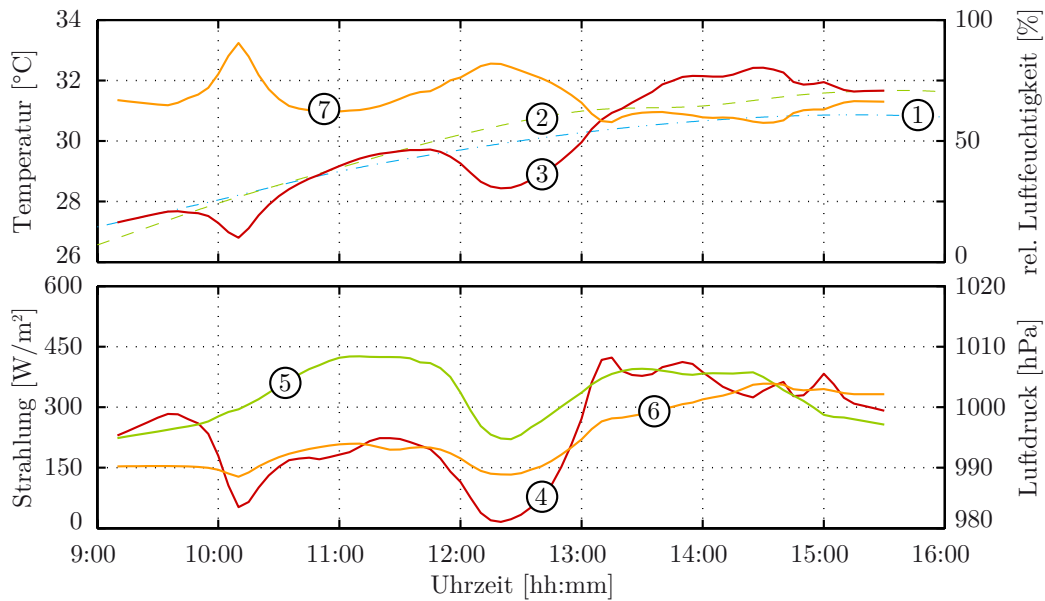
**Abbildung E.6.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 4 (repräsentiert 15. April). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



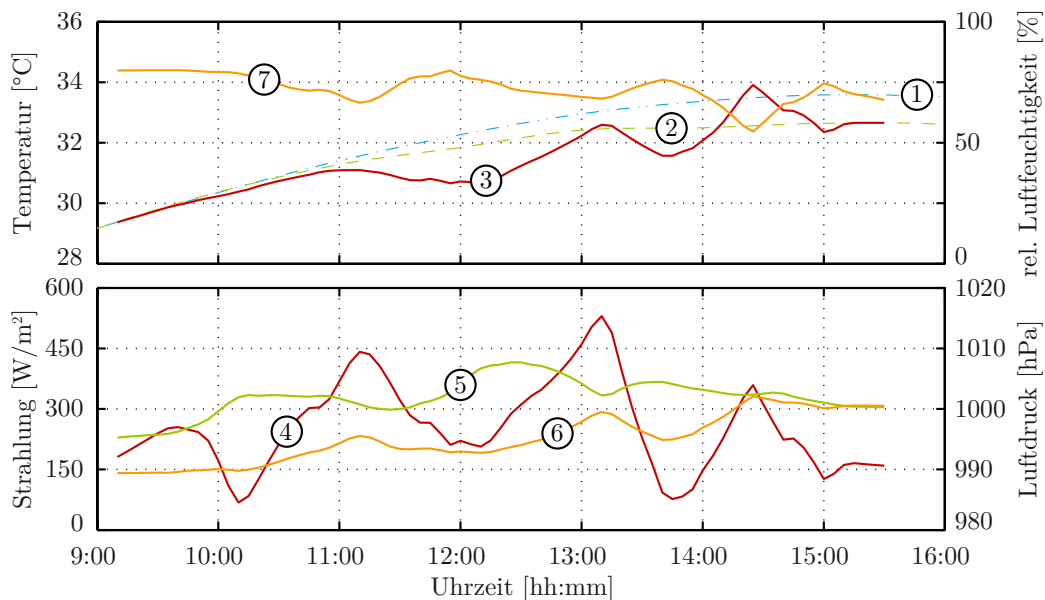
**Abbildung E.7.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 5 (repräsentiert 15. Mai). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



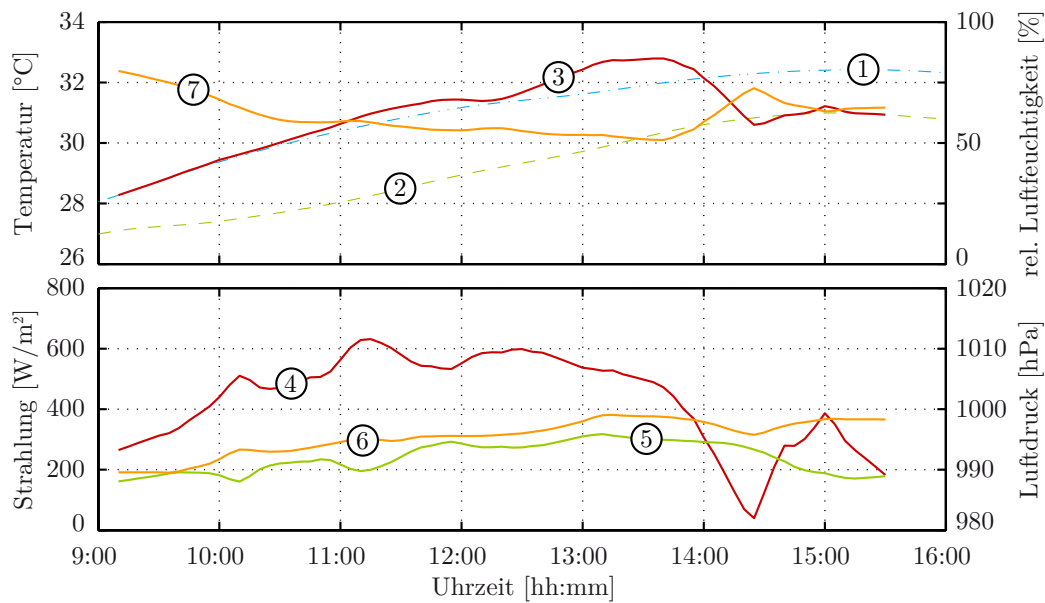
**Abbildung E.8.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



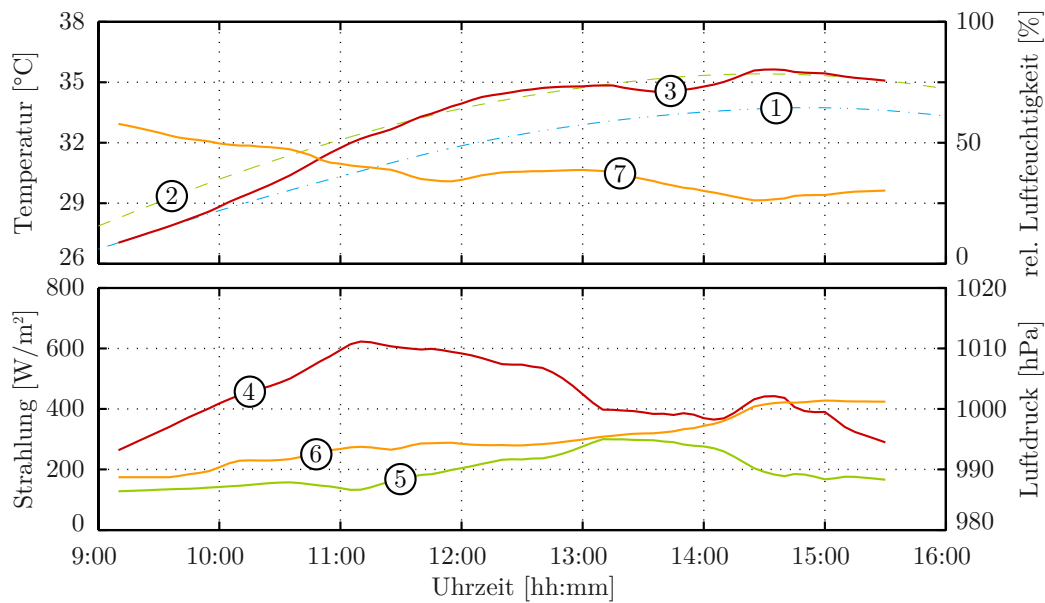
**Abbildung E.9.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 7 (repräsentiert 15. Juli). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



**Abbildung E.10.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtszenario Index 8 (repräsentiert 15. August). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.

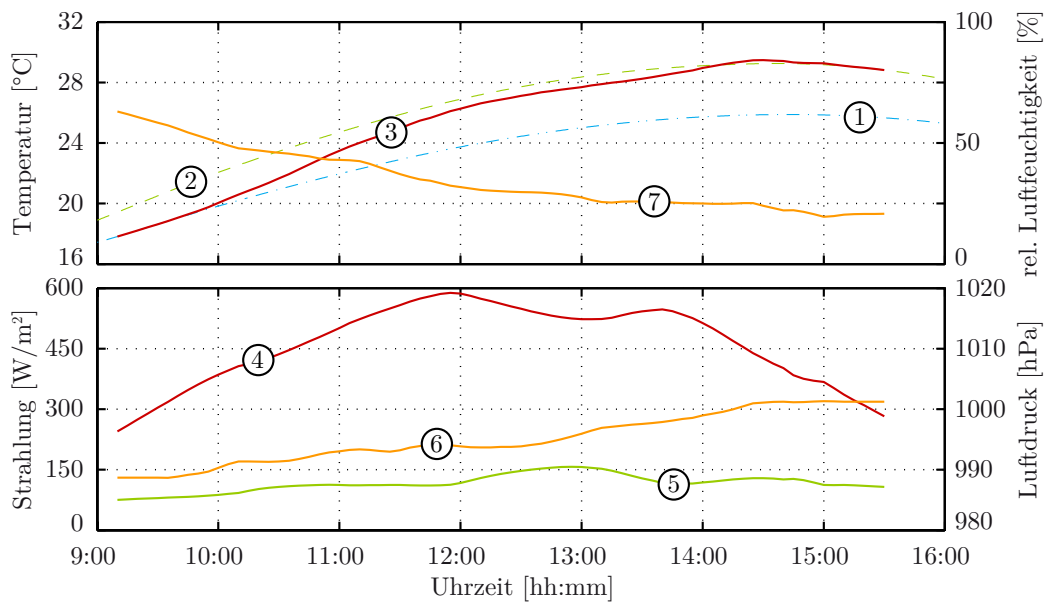


**Abbildung E.11.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 9 (repräsentiert 15. September). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.

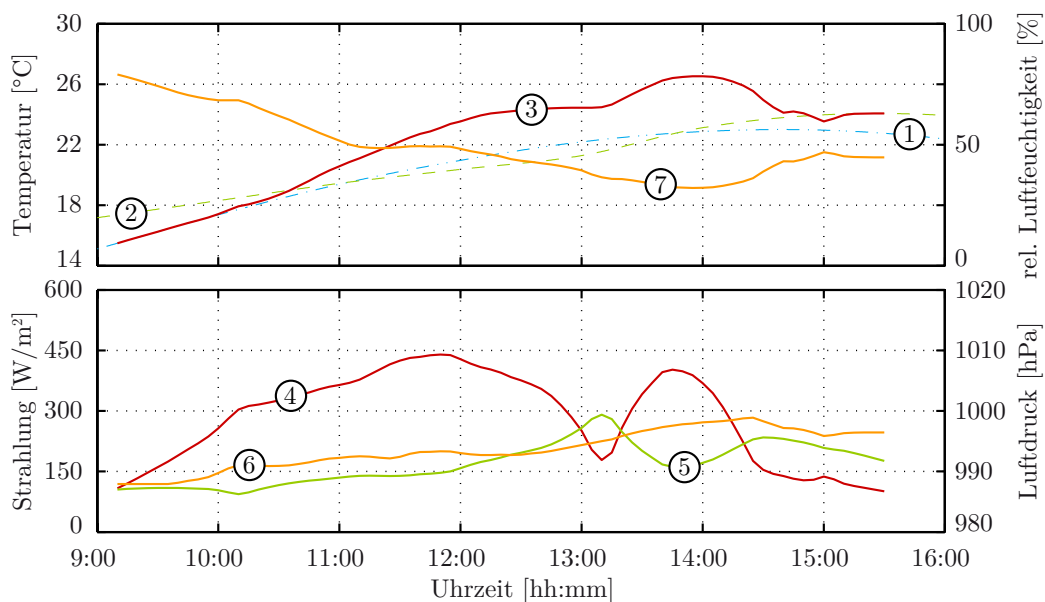


**Abbildung E.12.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.





**Abbildung E.13.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 11 (repräsentiert 15. November). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



**Abbildung E.14.:** Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur: Umgebungsrandbedingungen für Fahrtenzenario Index 12 (repräsentiert 15. Dezember). Oben: Umgebungslufttemperatur von Start- (1), Zielort (2) und entlang der virtuellen Fahrstrecke (3) sowie rel. Luftfeuchtigkeit (7) ebenso entlang der virtuellen Fahrstrecke. Unten: direkte (4) und diffuse (5) Solarstrahlung sowie Luftdruck (6) entlang der virtuellen Fahrstrecke.



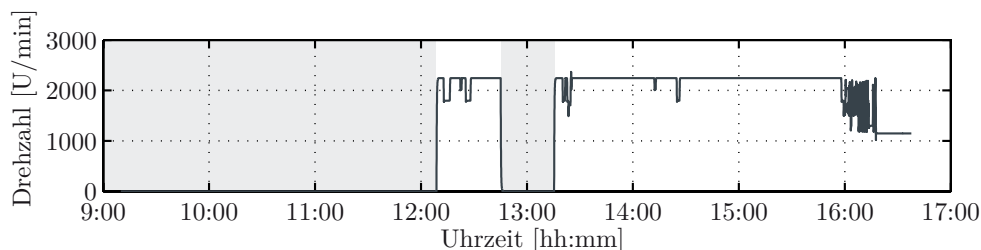
## F. Exemplarische dynamische Berechnungsergebnisse der Referenzsysteme

In Ergänzung zu Kapitel 3 sind in den nachfolgenden Abbildungen zum einen exemplarisch die temporäre Betriebsunterbrechung des R-134a-Referenzsystems und zum anderen das Verhalten des R-134a- und des R-744-Referenzsystems für die extremen Umgebungsbedingungen im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur dargestellt.

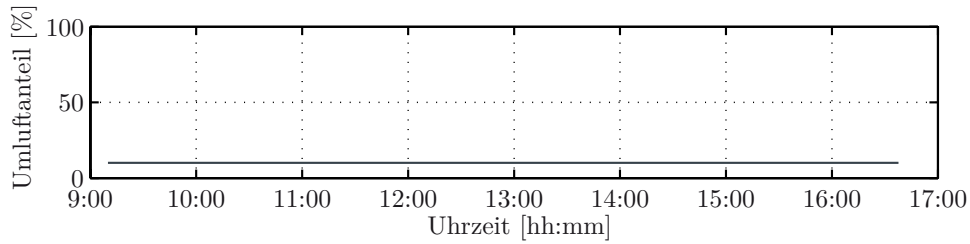
Die dynamischen Ergebnisverläufe in Abbildung F.1 bis Abbildung F.5 veranschaulichen exemplarisch die temporäre Betriebsunterbrechung des R-134a-Klimakältekreislaufes im Fahrstreckenszenario Hannover-München für das Fahrzenszenario 10 (repräsentiert 15. Oktober). Die dynamischen Ergebnisverläufe in Abbildung F.6 bis Abbildung F.10 zeigen das Verhalten des R-134a-Anlagensystems unter den extremen Umgebungsbedingungen im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur für das Fahrzenszenario 6 (repräsentiert 15. Juni). Daneben ist in Abbildung F.11 bis Abbildung F.15 das Verhalten des R-744-Anlagensystems unter den extremen Umgebungsbedingungen im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur für das Fahrzenszenario 6 (repräsentiert 15. Juni) dargestellt.

Für die Veranschaulichung des zuvor erwähnten Anlagenverhaltens der R-134a- und R-744-Referenzsysteme sind in den nachstehenden Abbildungen die Drehzahl des Kältemittelverdichters, der durch den Klimaregler eingestellte Umluftanteil sowie die resultierenden Verdampfer- und Heizleistung von Frontbox und Aufdachanlage aufgetragen. Weiterhin sind sowohl die Lufttemperaturverläufe von Umgebung und Zulufttemperatur am Verdampfereintritt als auch -austritt sowie nach den Heizungswärmeübertragern dargestellt. Zusätzlich ist hierzu der Verlauf der resultierenden jeweiligen Innenraumlufttemperatur aufgetragen.

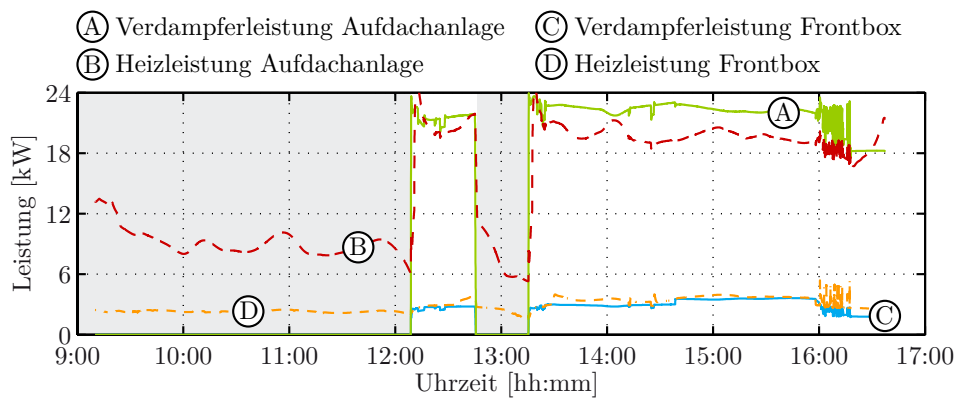
### R-134a-Referenzsystem Fahrstreckenszenario Hannover-München Fahrzenszenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober)



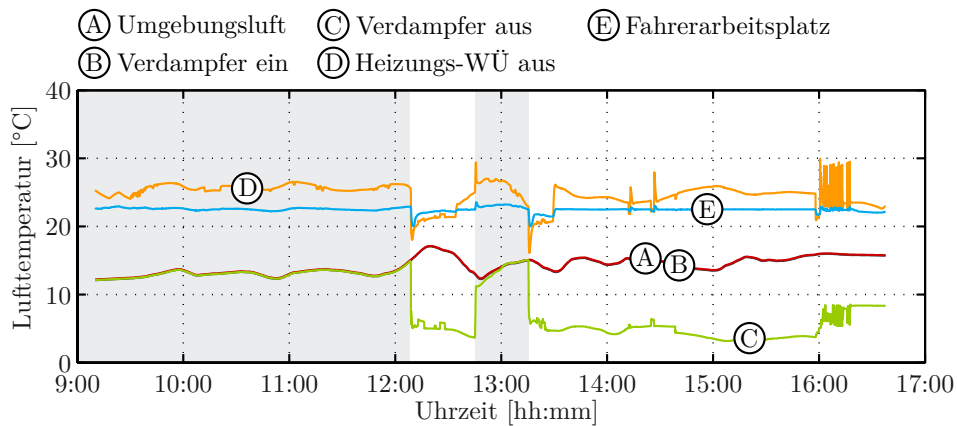
**Abbildung F.1.:** Drehzahl des Kältemittelverdichters im Fahrstreckenszenario Hannover-München und Fahrzenszenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). In den grau hinterlegten Bereichen ist der Klimakältekreislauf aufgrund der Klimasperrfunktion (s. Tabelle 2.5 in Kapitel 2.6) abgeschaltet (Magnetkupplung an Verdichterriemenscheibe geöffnet), woraus die Verdichterzahl  $n = 0 \text{ min}^{-1}$  resultiert.



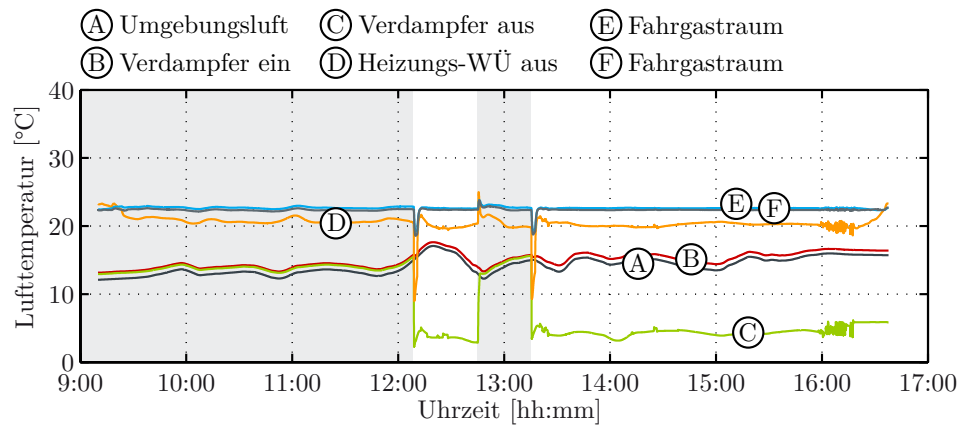
**Abbildung F.2.:** Umluftanteil der Zuluft in Aufdachanlage im Fahrstreckenszenario Hannover-München und Fahrzenszenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). Umluftklappen schließen nicht vollständig, ein geringer Umluftanteil wird zur Messung der Innenraumlufttemperatur benötigt.



**Abbildung F.3.:** Verdampfer- und Heizleistung von Frontbox und Aufdachanlage im Fahrstreckenszenario Hannover-München und Fahrzenszenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). In den grau hinterlegten Bereichen ist der Klimakältekreislauf aufgrund der Klimasperrfunktion (s. Tabelle 2.5 in Kapitel 2.6) abgeschaltet, woraus die Verdampferleistungen der Frontbox und Aufdachanlage zu  $\dot{Q}_{VD} = 0 \text{ kW}$  resultieren.



**Abbildung F.4.:** Umgebungslufttemperatur und Zulufttemperatur vor und nach Frontbox-Verdampfer sowie nach Frontbox-Heizungswärmeübertrager und resultierende Innenraumlufttemperatur des Fahrerarbeitsplatzes  $\vartheta_{FA}$  im Fahrstreckenszenario Hannover-München und Fahrzenszenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). Umgebungslufttemperatur und Lufttemperatur am Verdampfereintritt sind entsprechend des ungeregelten 100% Frischluftbetriebs der Frontbox durchgehend identisch. In den grau hinterlegten Bereichen ist der Klimakältekreislauf aufgrund der Klimasperrfunktion (s. Kapitel 2.6 Tabelle 2.5) abgeschaltet, somit ist die Lufttemperatur am Verdampfereintritt und -austritt identisch.



**Abbildung F.5.:** Umgebungslufttemperatur und Zulufttemperatur vor und nach Aufdach-Verdampfer sowie nach Aufdach-Heizungswärmeübertrager und resultierende Innenraumlufttemperaturen des Fahrgastbereiches (entspricht im arithmetischem Mittel  $\vartheta_{mR}$ ) im Fahrstreckenszenario Hannover-München und Fahrzenszenario Index 10 (repräsentiert 15. Oktober). Umgebungslufttemperatur und Lufttemperatur am Verdampfereintritt entsprechend des geregelten Umluftbetriebs nach Abbildung F.2 annähernd gleich. In den grau hinterlegten Bereichen ist der Klimakältekreislauf aufgrund der Klimasperrfunktion (s. Kapitel 2.6 Tabelle 2.5) abgeschaltet, somit ist die Lufttemperatur am Verdampfereintritt und -austritt identisch.

## R-134a-Referenzsystem

### Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur

### Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni)

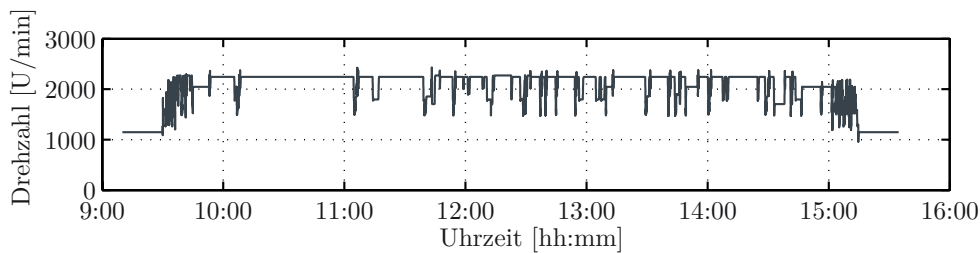


Abbildung F.6.: Drehzahl des Kältemittelverdichters im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni).

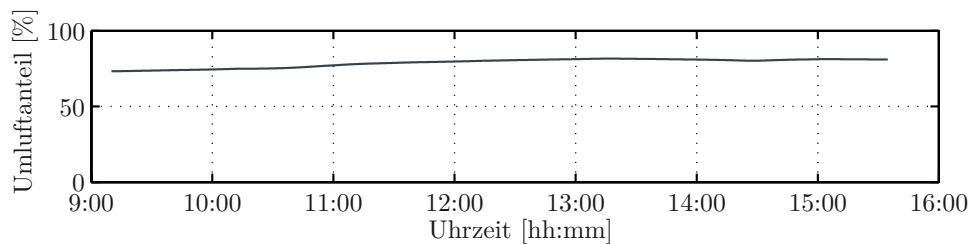


Abbildung F.7.: Umluftanteil in Zuluft der Aufdachanlage im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni).

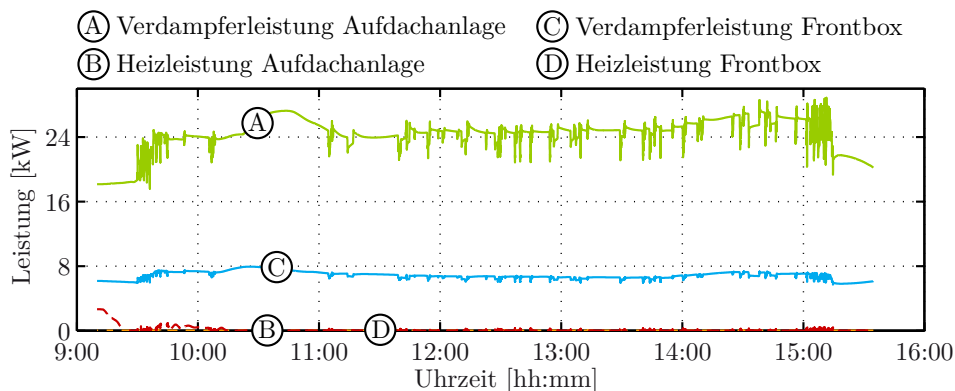
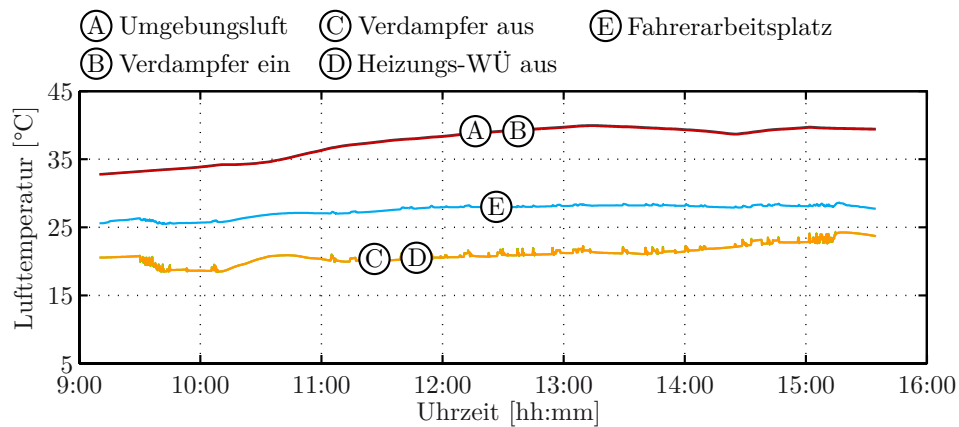
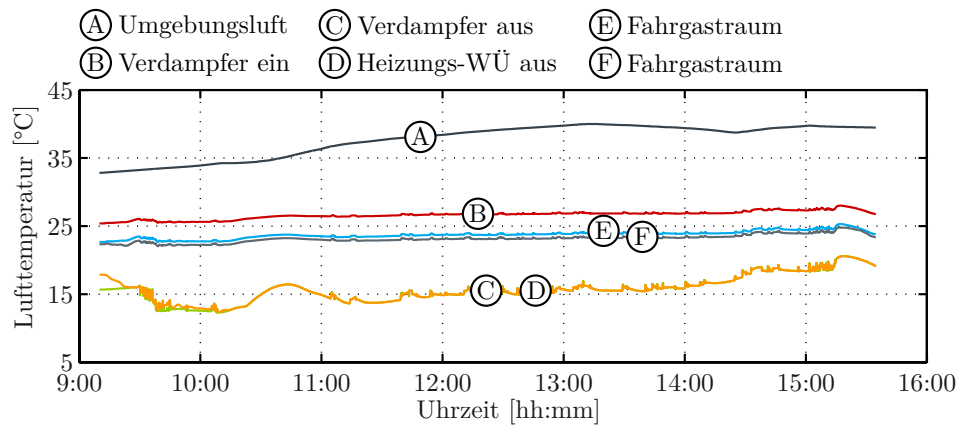


Abbildung F.8.: Verdampfer- und Heizleistung von Frontbox und Aufdachanlage im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Aufgrund der extremen Umgebungsbedingungen ist die Regelung der Innenraumtemperatur durch Gegenheizen nicht möglich, woraus die Heizleistung von Frontbox und Aufdachanlage zu  $\dot{Q}_H = 0 \text{ kW}$  resultieren.



**Abbildung F.9.:** Umgebungslufttemperatur und Zulufttemperatur vor und nach Frontbox-Verdampfer sowie nach Frontbox-Heizungswärmeübertrager und resultierende Innenraumlufttemperatur des Fahrerarbeitsplatzes  $\vartheta_{FA}$  im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenzenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Umgebungslufttemperatur und Lufttemperatur am Verdampfereintritt sind entsprechend des ungeregelten 100% Frischluftbetriebs der Frontbox durchgehend identisch.



**Abbildung F.10.:** Umgebungslufttemperatur und Zulufttemperatur vor und nach Aufdach-Verdampfer sowie nach Aufdach-Heizungswärmeübertrager und resultierende Innenraumlufttemperatur des Fahrgastbereiches (entspricht im arithmetischem Mittel  $\vartheta_{mR}$ ) im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenzenario Index 6 repräsentiert 15. Juni). Lufttemperatur am Verdampfereintritt entsprechend des geregelten Umluftbetriebs nach Abbildung F.7 unterhalb der Umgebungslufttemperatur.

## R-744-Referenzsystem

### Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur

### Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni)

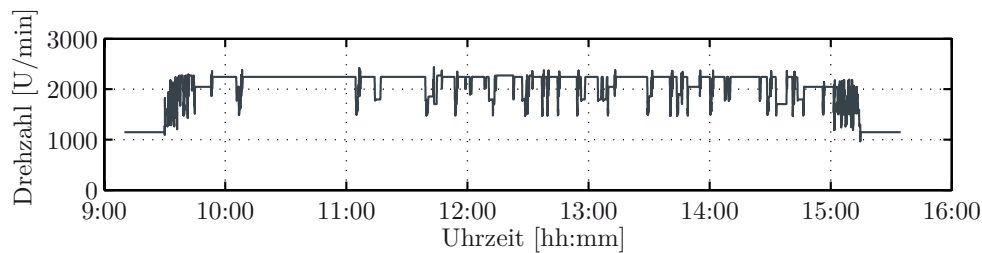


Abbildung F.11.: Drehzahl des Kältemittelverdichters im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni).

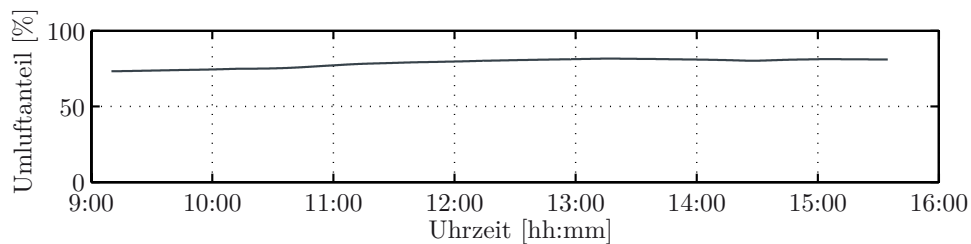


Abbildung F.12.: Umluftanteil der Zuluft in Aufdachanlage im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni).

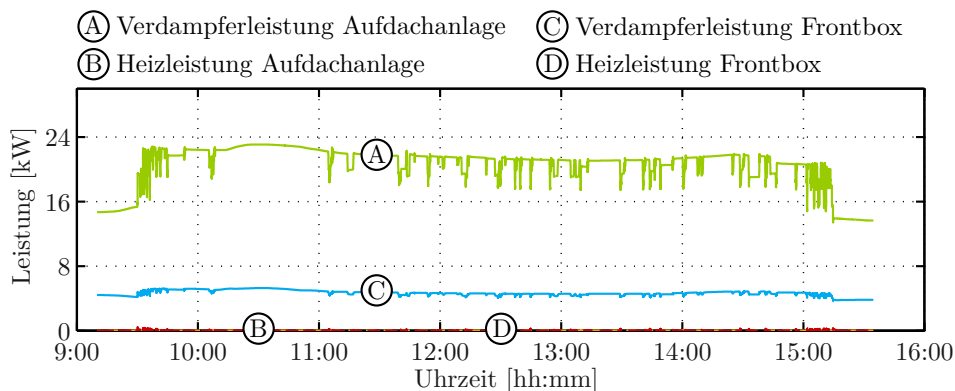
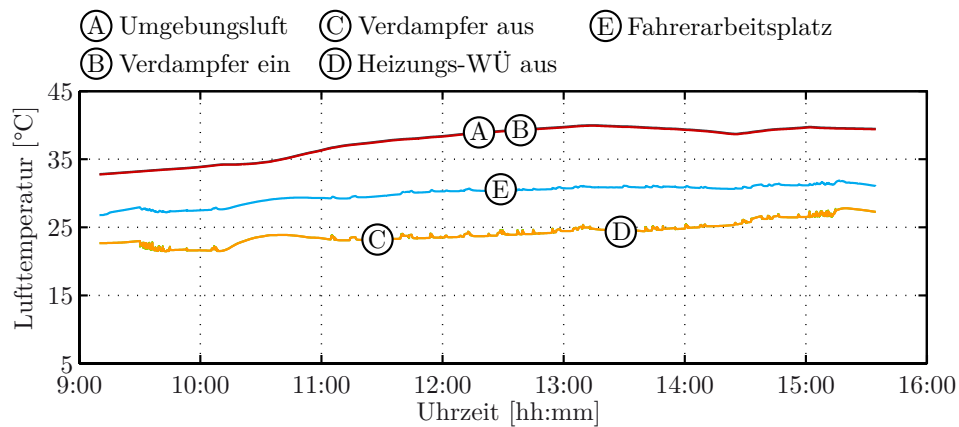
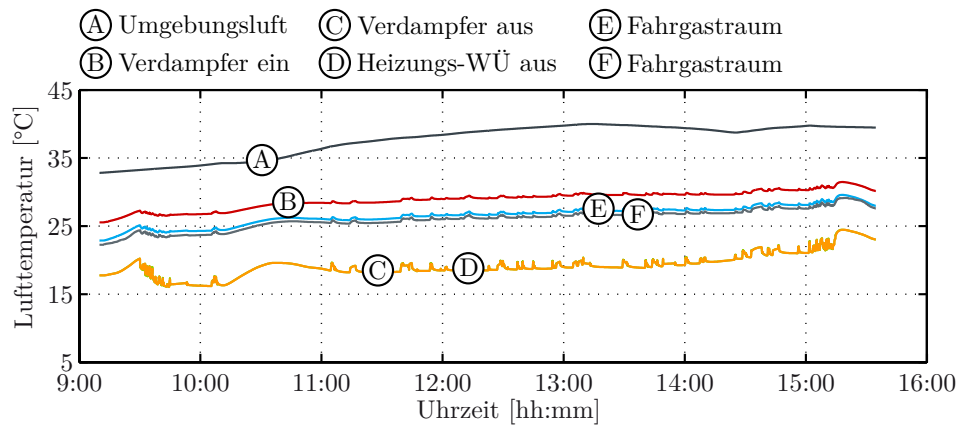


Abbildung F.13.: Verdampfer- und Heizleistung von Frontbox und Aufdachanlage im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenszenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Aufgrund der extremen Umgebungsbedingungen ist die Regelung der Innenraumtemperatur durch Gegenheizen nicht möglich, woraus die Heizleistung von Frontbox und Aufdachanlage zu  $\dot{Q}_H = 0 \text{ kW}$  resultieren.





**Abbildung F.14.:** Umgebungslufttemperatur und Zulufttemperatur vor und nach Frontbox-Verdampfer sowie nach Frontbox-Heizungswärmeübertrager und resultierende Innenraumlufttemperatur des Fahrerarbeitsplatzes  $\vartheta_{FA}$  im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenzenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Umgebungslufttemperatur und Lufttemperatur am Verdampfereintritt sind entsprechend des ungeregelten 100% Frischluftbetriebs der Frontbox durchgehend identisch.



**Abbildung F.15.:** Umgebungslufttemperatur und Zulufttemperatur vor und nach Aufdach-Verdampfer sowie nach Aufdach-Heizungswärmeübertrager und resultierende Innenraumlufttemperatur des Fahrgastbereiches (entspricht im arithmetischem Mittel  $\vartheta_{mR}$ ) im Fahrstreckenszenario Neu-Delhi-Kanpur und Fahrtenzenario Index 6 (repräsentiert 15. Juni). Lufttemperatur am Verdampfereintritt entsprechend des geregelten Umluftbetriebs nach Abbildung F.12 unterhalb der Umgebungslufttemperatur.



## G. Kältemittelunterkühlung mit internem Wärmeübertrager (IWÜ)

In Ergänzung zu Kapitel 6 wird nachstehend die Verwendung eines internen Wärmeübertragers (IWÜ) für die Kältemittelunterkühlung dargestellt. Dabei soll der IWÜ grundlegend Wärme vom hochdruckseitigen höheren Temperaturniveau hinter dem Verflüssiger zum niederdruckseitigen geringeren Temperaturniveau nach dem Verdampfer übertragen. Infolge wird das flüssige Kältemittel nach dem Verflüssiger unterkühlt und das Kältemittel nach dem Verdampfer überhitzt.

Im Vergleich zu den in Kapitel 6 dargestellten Methoden zur Kältemittelunterkühlung ist das berechnete Verbesserungspotenzial hinsichtlich der Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und der Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  für die Verwendung eines IWÜs wesentlich geringer. Aus diesem Grund wird die Verwendung eines IWÜs in Kapitel 6 nicht vorgestellt und detaillierter mit der Gesamtfahrzeugsimulation untersucht. Zur Vervollständigung sollen an dieser Stelle die möglichen Verbesserungspotenziale für die Verwendung eines IWÜs ergänzend zu Kapitel 6 vorgestellt werden.

Der R-134a-Referenzkreislauf aus Kapitel 2.1 charakterisiert sich grundlegend durch ein dezentrales Mehrverdampfersystem mit über der gesamten Fahrzeuglänge und -höhe verteilten Kältemittelrohrleitungen, s. Abbildung 1.3. Für diese im Fahrzeug verteilte Komponentenanzordnung des Klimakältekreislaufes muss eine geeignete Positionierung für den IWÜ bestimmt werden. Einer vergleichbaren Fragestellung hierzu ist Seybold u. a. [2013] nachgegangen, wobei Seybold u. a. [2013], auf Basis eines Zwei-Verdampfersystems mit unterschiedlichen Verdampfergrößen, die Positionierung des IWÜs an verschiedenen Stellen im Kreislauf untersucht hat.

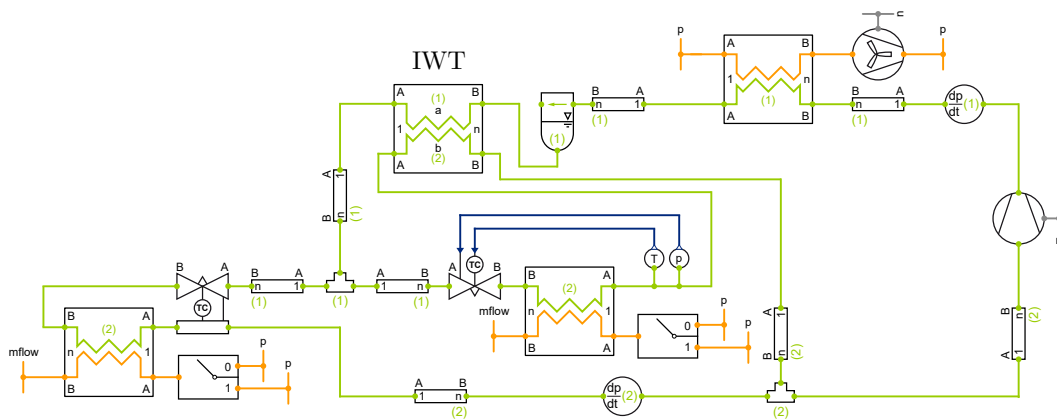
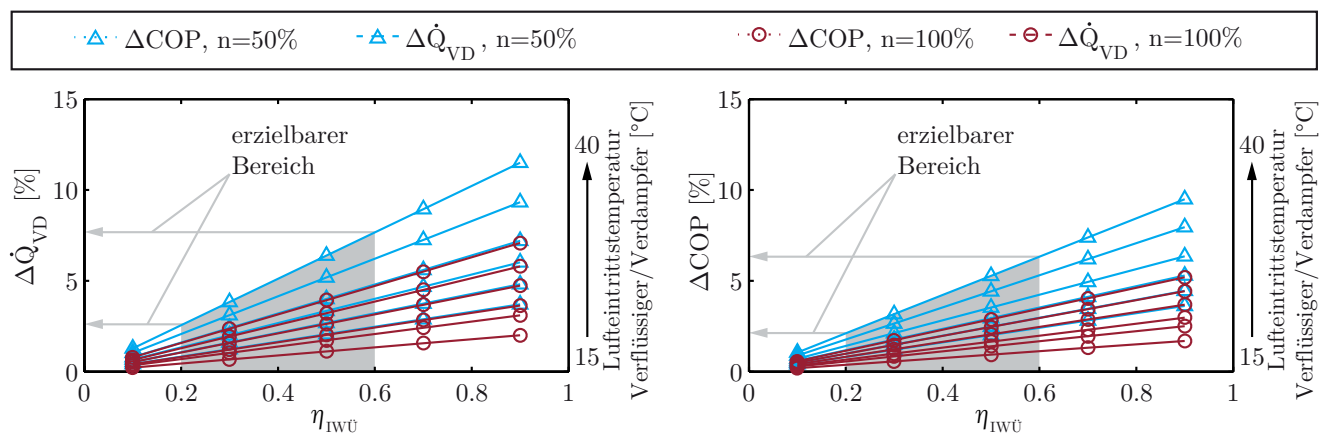


Abbildung G.1.: Topologie des R-134a-Kreislaufmodells mit IWÜ.

Die Ergebnisse von Seybold u. a. [2013] zeigen, dass für eine ausgewogene Verbesserung von Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  und Kälteleistungszahl  $COP$  der gesamte umlaufende Kältemittelmassenstrom sowohl durch die Flüssigkeits- als auch die Sauggasseite des IWÜs geführt werden sollte. Aufgrund der unterflur geführten Sauggasleitung des Frontbox-Verdampfers (s. Abbildung 1.3) kann diese Ausführung nicht ohne Adaption des Rohrleitungssystems realisiert werden. Alternativ dazu zeigt

der R-744-Klimakältekreislauf aus Kapitel 2.2 eine IWÜ-Positionierung, welche ohne aufwendige Rohrleitungsadaption in den R-134a-Referenzkreislauf übertragen werden kann. Konstruktiv ist diese Lösung in der Aufdachkompaktanlage untergebracht, wobei der IWÜ auf der Flüssigkeitsseite hinter dem Hochdruckkältemittelsammler und sauggasseitig nach der Zusammenführung beider Aufdach-Verdampfer (im Realsystem) installiert ist. Das Simulationsmodell in Abbildung G.1 veranschaulicht diese IWÜ-Positionierung im R-134a-Klimakältekreislauf. In Bezug auf Seybold u. a. [2013] hat diese IWÜ-Positionierung auf der einen Seite eine geringere Kälteleistungszahl  $COP$  als die zuvor beschriebene ideale IWÜ-Positionierung, dies führt nach Seybold u. a. [2013] auf der anderen Seite jedoch zu einer höheren System-Verdampferleistung.

Für die Untersuchung der in Abbildung G.1 dargestellten IWÜ-Integration kann an dieser Stelle auf keine Datengrundlage (Messdaten und/oder Geometriespezifikation) für eine valide Nachbildung eines spezifischen IWÜs zurückgegriffen werden. Aus diesem Grund wird der Effekt des IWÜs auf theoretischer Grundlage mit der Variation einer Wärmeübertragereffizienz (s. Köhler [2014]) untersucht. Die möglichen erzielbaren Verbesserungspotenziale werden daneben auf Basis der in Tabelle 6.1 definierten Betriebspunkte berechnet. Die Ergebnisse dieser Berechnungen zeigt Abbildung G.2. Dargestellt ist, neben der Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ , die Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  in Bezug auf den R-134a-Referenzkreislauf ohne IWÜ. Die Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  berechnet sich analog zur Änderung der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$ . Dabei sind die Änderungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  und Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  in Abhängigkeit der Wärmeübertragereffizienz  $\eta_{IWÜ}$  des IWÜs aufgetragen. Die jeweils dargestellten Kurven entsprechen der Lufttemperaturvariation aus Tabelle 6.1, dabei sind die Werte für die Drehzahlvariation arithmetisch gemittelt.



**Abbildung G.2.:** Kältemittelunterkühlung mit IWÜ. Änderungen der Verdampferleistung  $\Delta\dot{Q}_{VD}$  sowie Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  in Bezug auf R-134a-Referenzkreislauf und in Abhängigkeit der Wärmeübertragereffizienz  $\eta_{IWÜ}$ . Markierter Bereich entspricht erzielbarer Wärmeübertragereffizienzen nach Literaturangaben. (Werte sind über die Drehzahlvariation des Verdichters aus Tabelle 6.1 gemittelt, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.)

Die Ergebnisse in Abbildung G.2 zeigen den Effekt eines idealen IWÜs ohne Druckverluste. Allerdings ist die Berücksichtigung von Druckverlusten, insbesondere auf der Sauggasseite, für die Bewertung des IWÜs essentiell, s. Domanski u. a. [1994]. Grundlegend beeinflusst wird der Druckverlust dabei durch die Formgebung und Geometrie des IWÜs. Untersuchungen hierzu werden

von Kurata u. a. [2007], Seybold u. a. [2012] oder Mayer [2012] vorgestellt und zeigen den Effekt von Formgebung und Geometrie auf Druckverlust und effektiver Wärmeübertragereffizienz bzw. Leistungsvermögen des IWÜs.

Aufgrund der bereits angesprochenen nicht vorhandenen spezifischen IWÜ-Geometriespezifikation orientiert sich die folgende abschließende Bewertung des IWÜs an in der Literatur genannten Werten. Für die Abschätzung einer realistischen Wärmeübertragereffizienz  $\eta_{\text{IWÜ}}$  des IWÜs gibt die Literatur zum Beispiel folgende Werte: Navarro-Esbrí u. a. [2012] von 0,17 bis 0,25, Seybold u. a. [2012] von 0,2 bis 0,3, Mathur [2009, 2011] von 0,20 bis 0,35, Vaghela [2016] ein maximalen Wert von 0,46 und bei Preissner u. a. [2001] sogar 0,5 bis 0,6. Der sonach mögliche Bereich der Wärmeübertragereffizienz  $\eta_{\text{IWÜ}}$  des IWÜs ist für die Verbesserung der Verdampferleistung  $\dot{Q}_{VD}$  und Kälteleistungszahl  $COP$  in Abbildung G.2 grau markiert. Daneben kann der Druckverlust auf der Sauggasseite nach Seybold u. a. [2012] Werte von  $\Delta p_{SD} < 10 \text{ kPa}$  bis  $\Delta p_{SD} = 20 \text{ kPa}$  annehmen, basierend auf einem typischen in der automobilen Anwendung verbreiteten “Rohr-in-Rohr” IWÜ in Koaxialausführung. Von Kurata u. a. [2007] wird für diese IWÜ-Ausführung und einem zufriedenstellenden Leistungsverhalten ein Druckverlustgrenzwert von  $\Delta p_{SD} = 10 \text{ kPa}$  angegeben. Angelehnt an Preissner u. a. [2000] reduziert sich mit diesem Druckverlustgrenzwert von  $\Delta p_{SD} = 10 \text{ kPa}$  die Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  um 2% und die Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  um 2,5%, in Bezug auf den Kreislauf mit idealem IWÜ ohne Druckverluste. Von diesen Angaben ausgehend ist die zu erwartende Verbesserung durch die Integration eines IWÜs geringer anzunehmen als mit den in Kapitel 6 dargestellten Methoden.



## H. Ejektorkreislauf-Topologievarianten

In Ergänzung zu Kapitel 8 sind nachfolgend für die Ejektorkreislauf-Topologievarianten (b) bis (e) die relative Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und die relative Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Bezug auf den R-744-Referenzkreislauf dargestellt. Die abgebildeten Änderungen der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  sind in Abhängigkeit des optimierten Treibdüsenquerschnitts auf Basis der 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1 aufgetragen. Dabei werden die Änderungen der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  und Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  zusätzlich auf Grundlage der betrachteten Ejektoreffizienzen von  $\eta=0,15$  und  $\eta=0,30$  unterschieden.

## Ejektorkreislauf-Topologievariante (b)

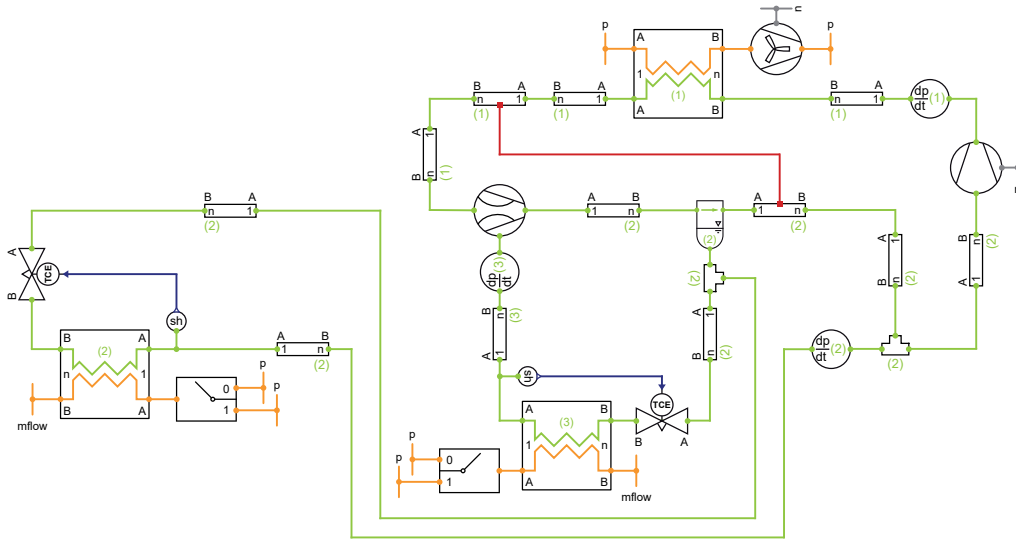


Abbildung H.1.: Kreislauftopologievariante (b): Simulationsmodell mit Aufdach-Verdampfer im Saugdruck des Ejektors, Frontbox-Verdampfer saugseitig nach Abscheider angeschlossen.

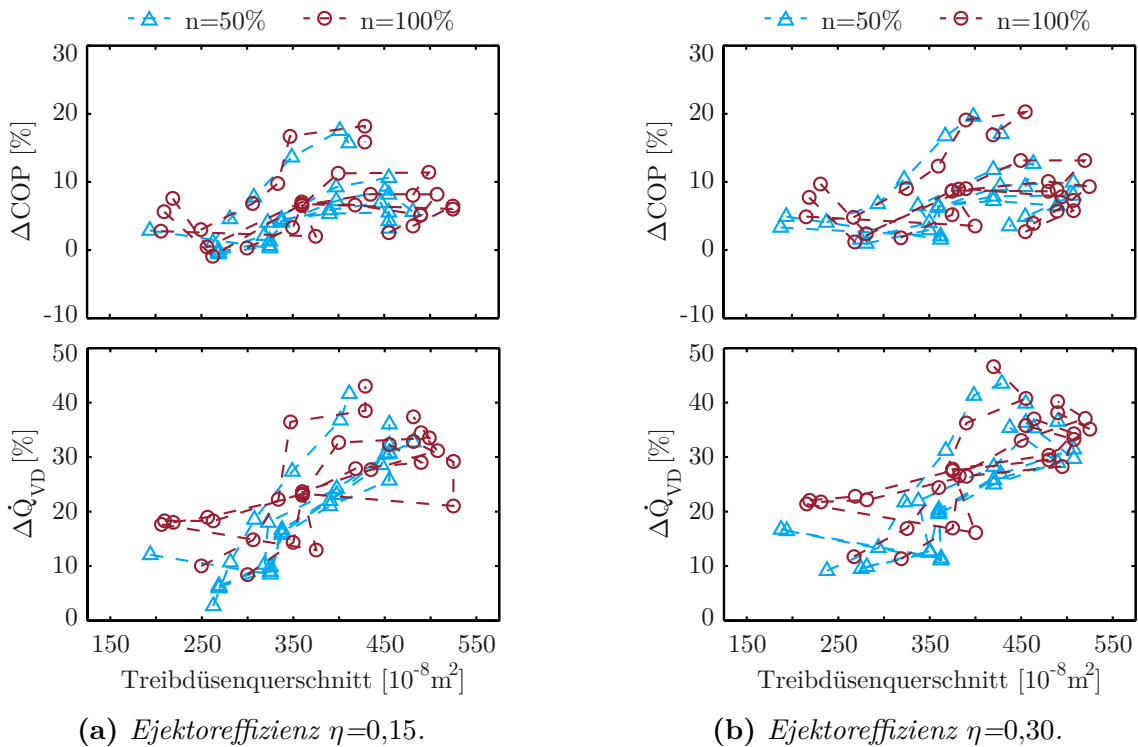


Abbildung H.2.: Kreislauftopologievariante (b): Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.



## Ejektorkreislauf-Topologievariante (c)

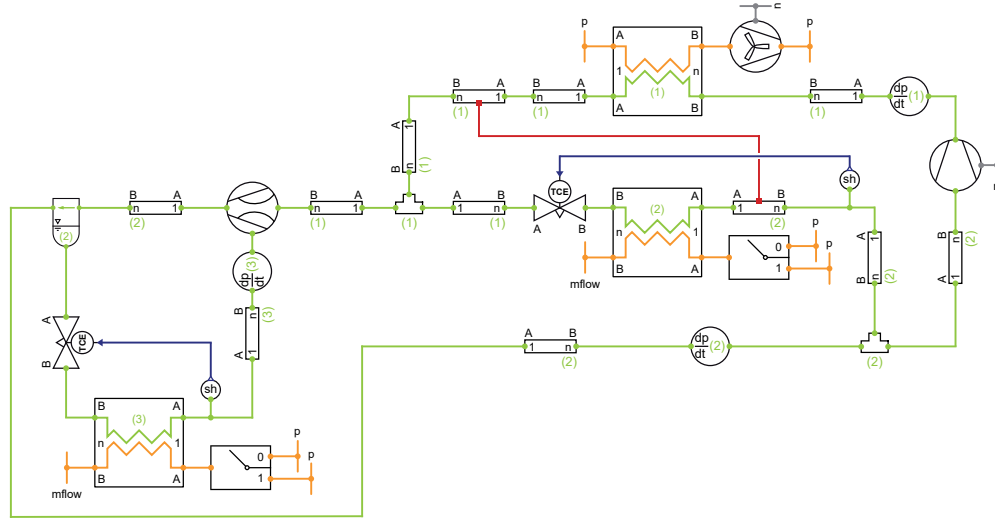


Abbildung H.3.: Kreislauftopologievariante (c): Simulationsmodell mit Frontbox-Verdampfer im Saugdruck des Ejektors, Aufdach-Verdampfer konventionell angeschlossen.

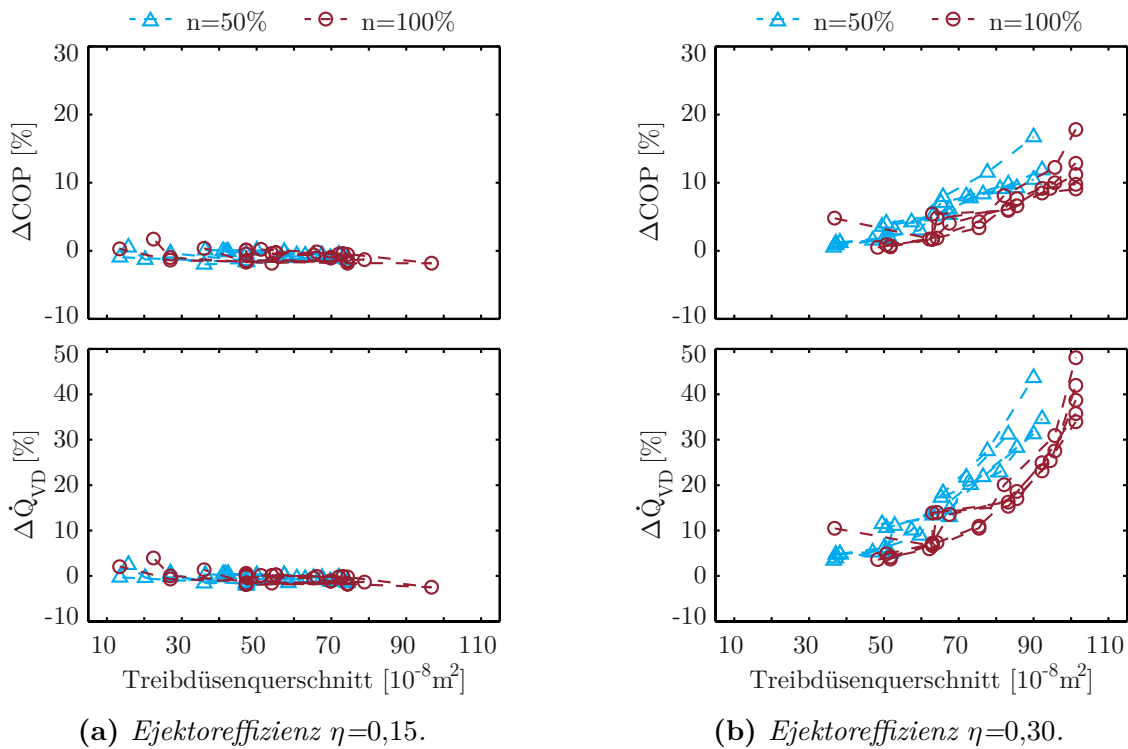


Abbildung H.4.: Kreislauftopologievariante (c): Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.

## Ejektorkreislauf-Topologievariante (d)

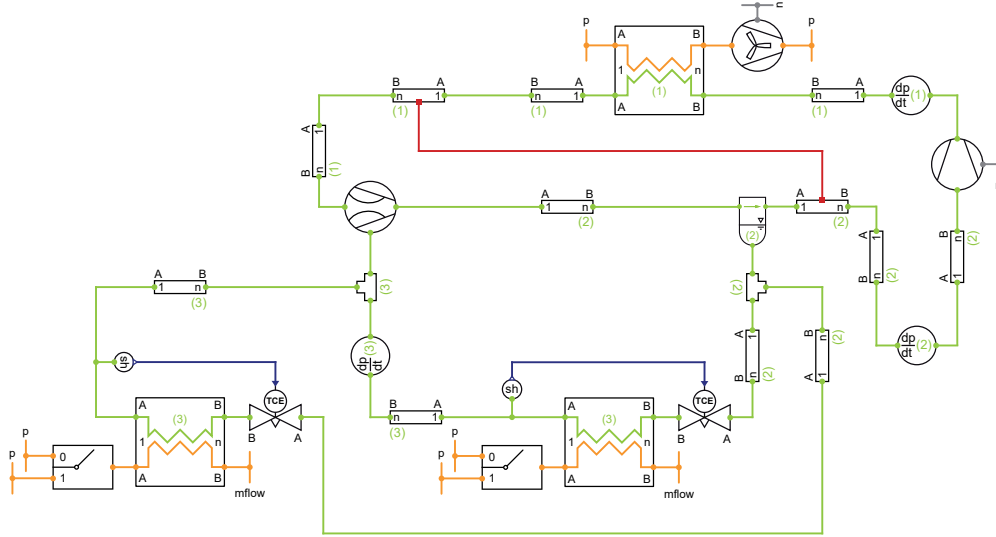


Abbildung H.5.: Kreislauftopologievariante (d): Simulationsmodell mit Aufdach-Verdampfer sowie Frontbox-Verdampfer im Saugdruck des Ejektors.

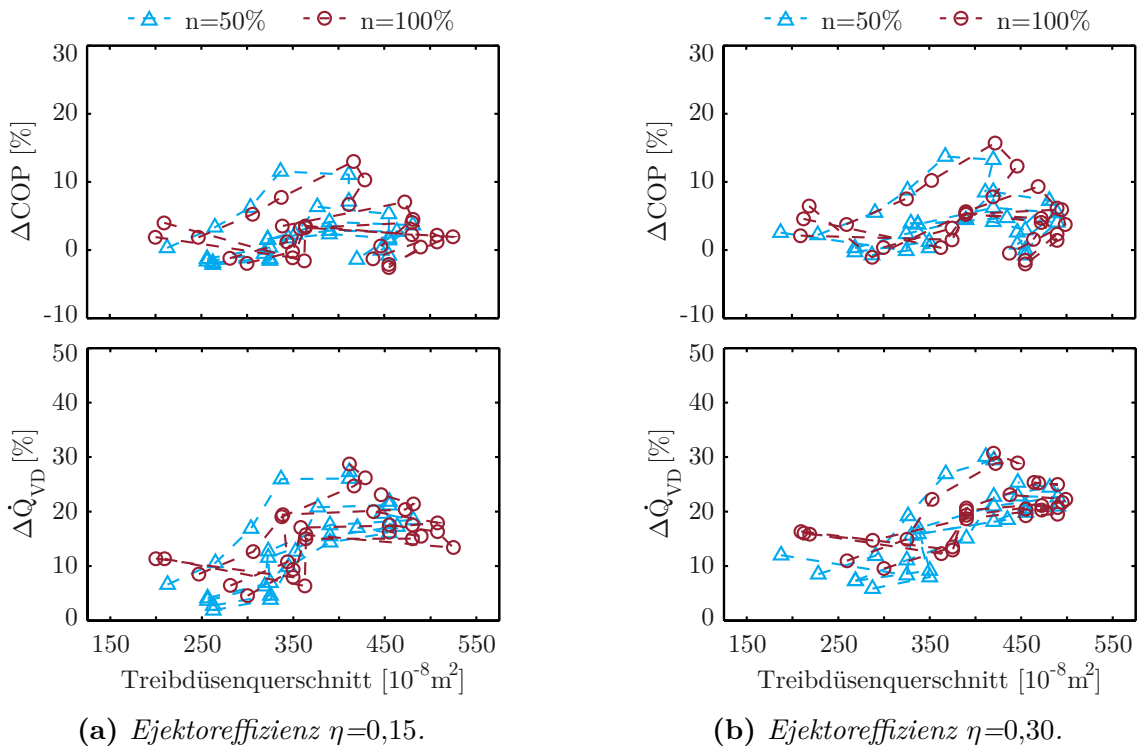
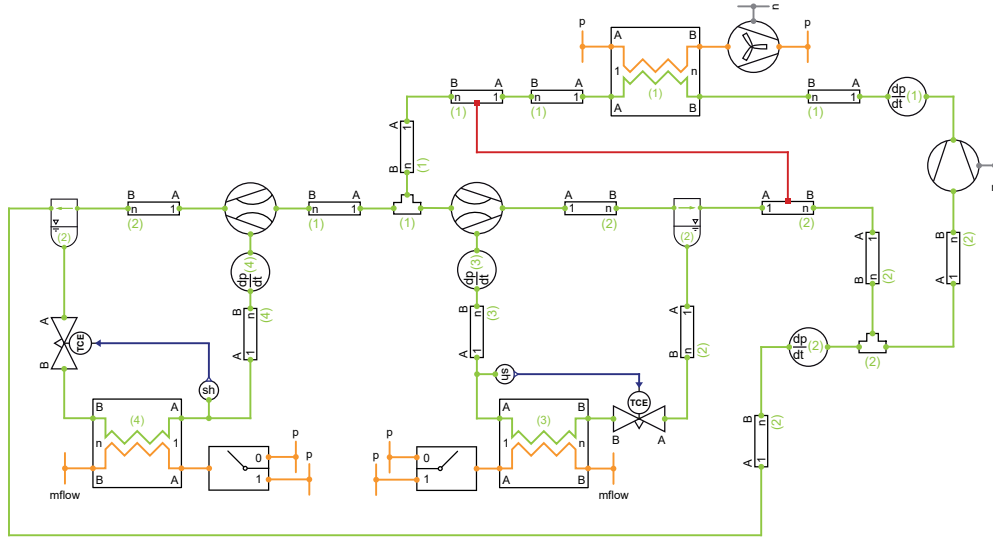
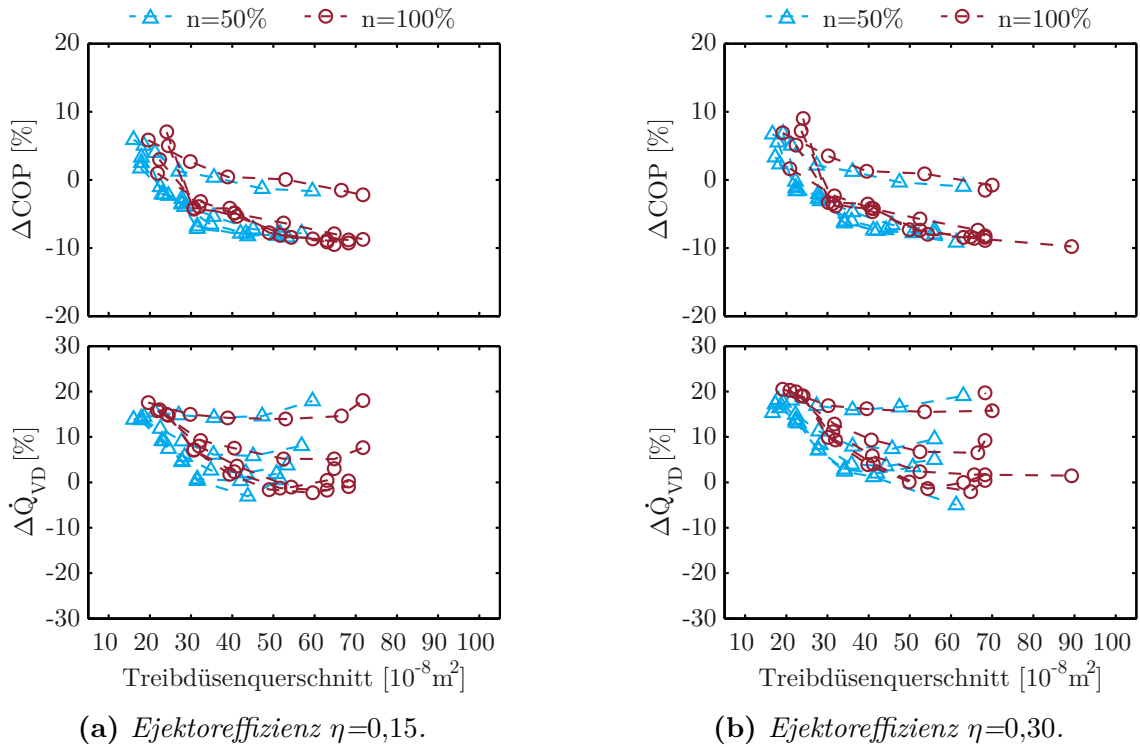


Abbildung H.6.: Kreislauftopologievariante (d): Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.

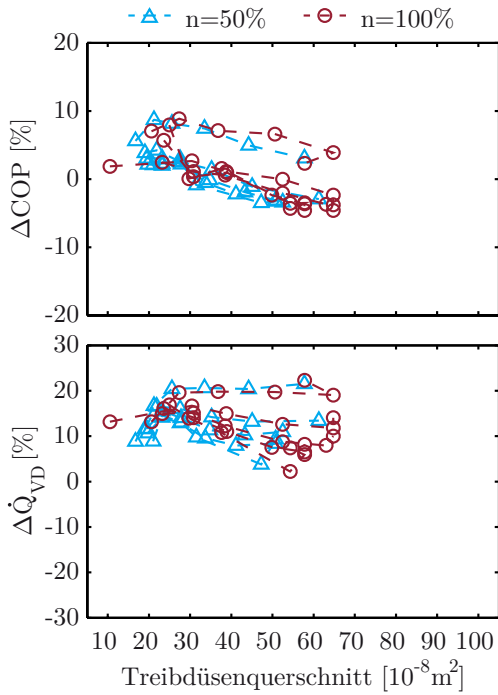
## Ejektorkreislauf-Topologievariante (e)



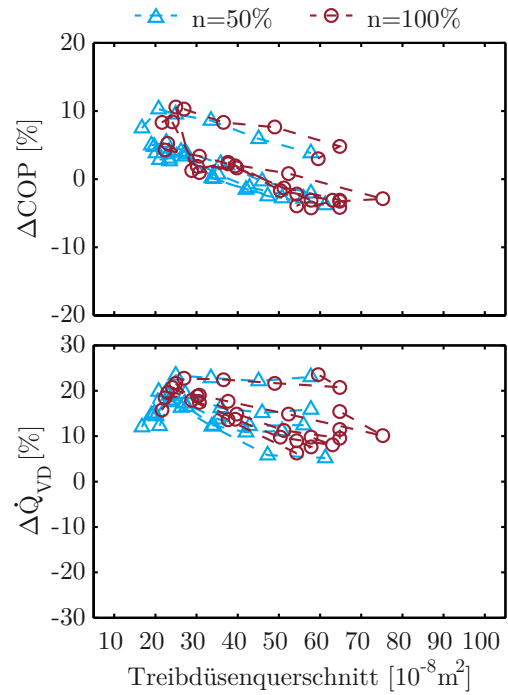
**Abbildung H.7.:** Kreislauftopologievariante (e): Simulationsmodell mit Ejektor für Aufdach-Verdampferkreis und Ejektor für Frontbox-Verdampferkreis.



**Abbildung H.8.:** Kreislauftopologievariante (e): Treibdüsenquerschnitt Ejektor-Aufdach-Verdampfer  $A_{\text{eff}}=2,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ : Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta \text{COP}$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta \text{COP}$  und  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.

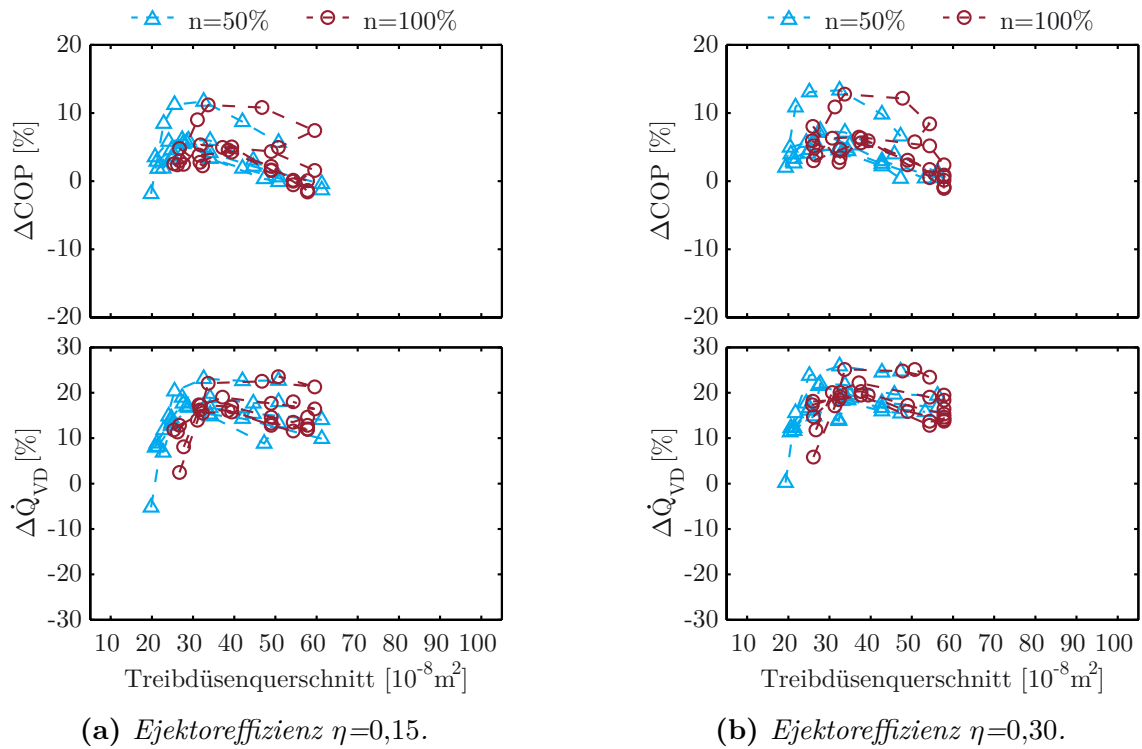


(a) Ejektoreffizienz  $\eta=0,15$ .

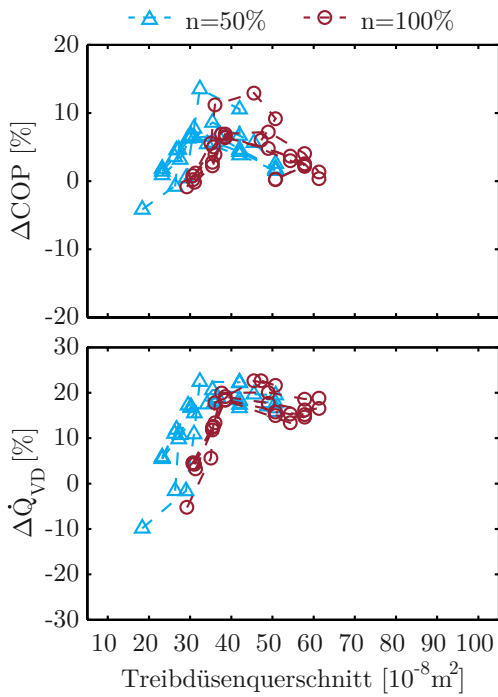


(b) Ejektoreffizienz  $\eta=0,30$ .

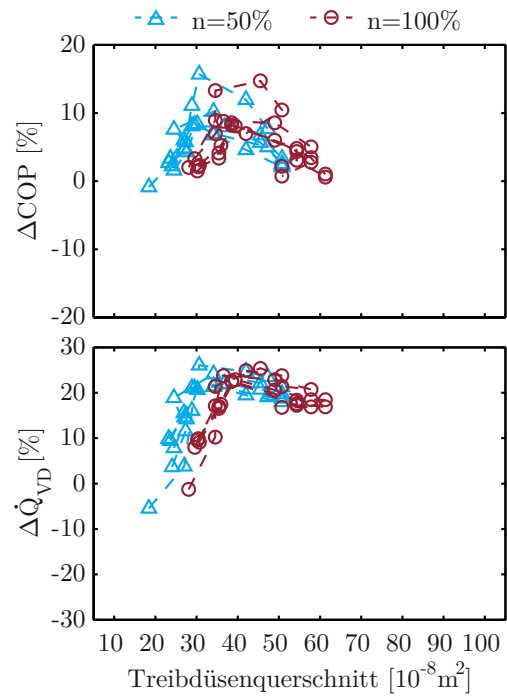
**Abbildung H.9.:** Kreislauftopologievariante (e): Treibdüsenquerschnitt Ejektor-Aufdach-Verdampfer  $A_{\text{eff}}=2,5 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$ : Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta \text{COP}$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta \text{COP}$  und  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.



**Abbildung H.10.:** Kreislauftopologievariante (e): Treibdüsenquerschnitt Ejektor-Aufdach-Verdampfer  $A_{eff}=3,0 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$ : Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta COP$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta COP$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.

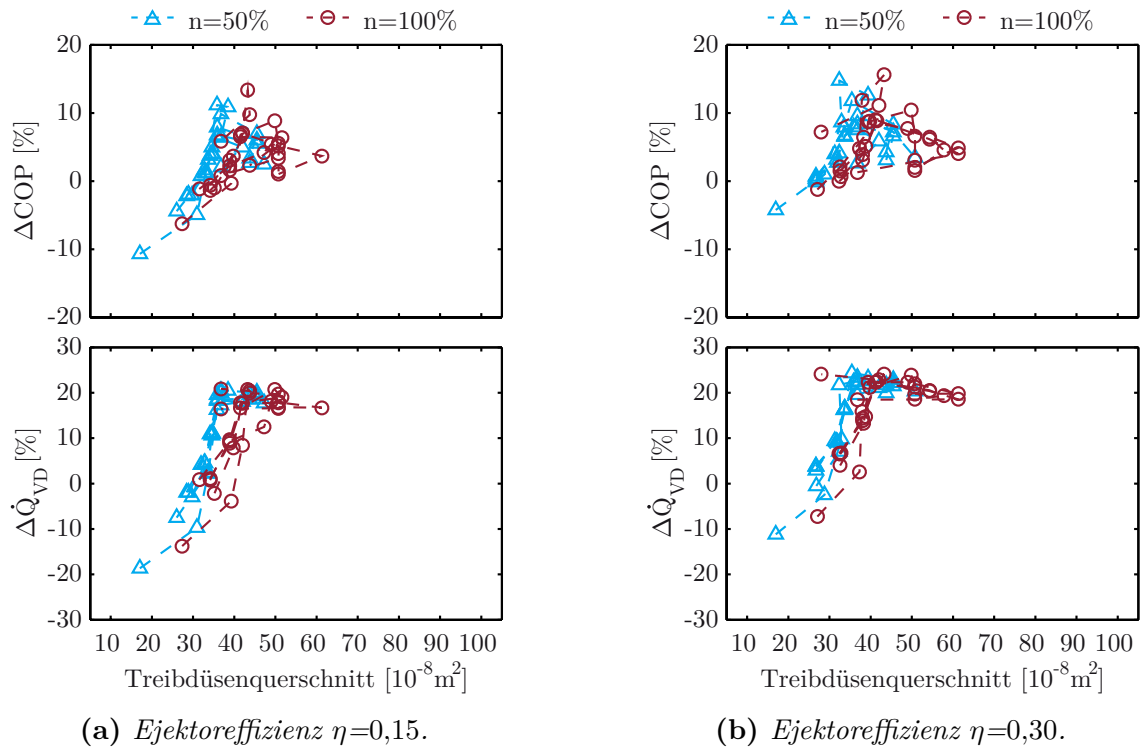


(a) Ejektoreffizienz  $\eta=0,15$ .

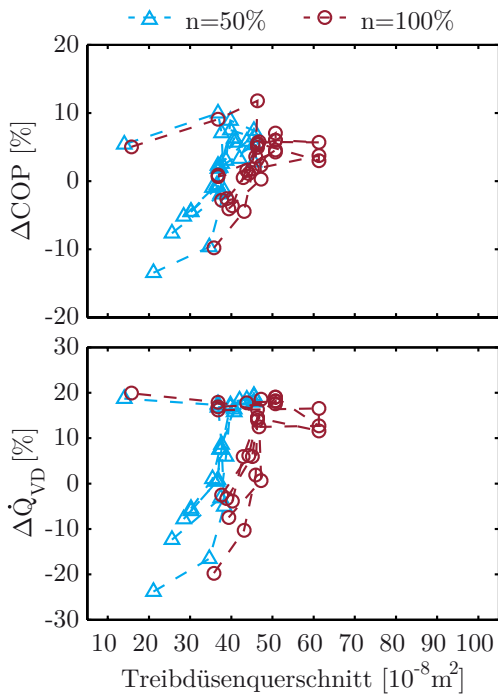


(b) Ejektoreffizienz  $\eta=0,30$ .

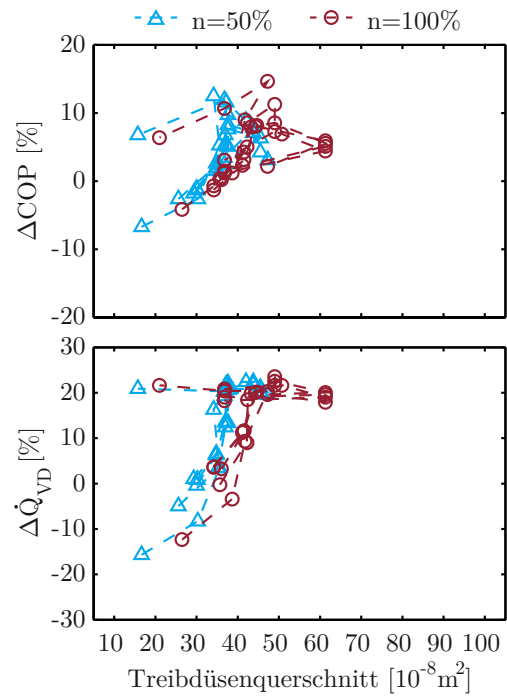
**Abbildung H.11.:** Kreislauftopologievariante (e): Treibdüsenquerschnitt Ejektor-Aufdach-Verdampfer  $A_{\text{eff}}=3,5 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$ : Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta \text{COP}$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta \text{COP}$  und  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.



**Abbildung H.12.:** Kreislauftopologievariante (e): Treibdüsenquerschnitt Ejektor-Aufdach-Verdampfer  $A_{\text{eff}}=4,0 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$ : Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta \text{COP}$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta \text{COP}$  und  $\Delta \dot{Q}_{VD}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.



(a) Ejektoreffizienz  $\eta=0,15$ .



(b) Ejektoreffizienz  $\eta=0,30$ .

**Abbildung H.13.:** Kreislauftopologievariante (e): Treibdüsenquerschnitt Ejektor-Aufdach-Verdampfer  $A_{\text{eff}}=4,5 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$ : Änderung der Kälteleistungszahl  $\Delta \text{COP}$  sowie Änderung der Verdampferleistung  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  in Abhängigkeit der optimierten Treibdüsenquerschnitte des Frontbox-Ejektors und in Bezug auf R-744-Referenzkreislauf. Darstellung von  $\Delta \text{COP}$  und  $\Delta \dot{Q}_{\text{VD}}$  für die 60 Betriebspunkte aus Tabelle 6.1, Kurvenverläufe mit  $n=50\%$  und  $n=100\%$  entsprechen der Lüfter- und Gebläsedrehzahlvariation aus Tabelle 6.1:  $n=50\% \hat{=}$  Teillast und  $n=100\% \hat{=}$  Volllast.



# I. Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse

In den nachfolgenden Tabellen sind die Berechnungsergebnisse der Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen aus den Kapiteln 4 bis 9 tabellarisch zusammengefasst. Tabelle I.1 zeigt hierzu die Übersicht der in den nachstehenden Tabellen dargestellten Bewertungsgrößen.

**Tabelle I.1.:** *Bewertungsgrößen der Maßnahmen- und Konzeptuntersuchungen.*

	Einheit	Berechnung	Beschreibung
$\vartheta_{FA}$	[°C]	$\frac{1}{\Delta t} \int \vartheta_I(t) dt$	mittl. Innenraumtemperatur Fahrerarbeitsplatz (Zone I, s. Kapitel 2.4)
$\vartheta_{mR}$	[°C]	$\frac{1}{\Delta t} \int \frac{1}{2}(\vartheta_{II}(t) + \vartheta_{III}(t)) dt$	mittl. Innenraumtemperatur Fahrgastbereich (Zone II und III s. Kapitel 2.4)
$B_S$	$[\frac{l}{100km}]$	$\frac{100}{s_{Fahrweg}} \int \frac{b_e(t) \cdot P_{eff}}{\varrho_B} dt$	Kraftstoffverbrauch (s. Kapitel 2.7 und vgl. Schmidt [2002a] sowie Guzella u. Sciarretta [2007])
$COP$	[-]	$\frac{\int \dot{Q}_{VD} dt}{\int P_{Welle, Verdichter} dt}$	Kälteleistungszahl
$COP_{eff}$	[-]	$\frac{\int \dot{Q}_{eff, VD} dt}{\int P_{Welle, Verdichter} dt}$	effektive Kälteleistungszahl (s. Kapitel 6)
$\Delta B_S$	[%]	$\left( \frac{B_{S, Mod}}{B_{S, Ref}} - 1 \right)$	relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs
$\Delta \dot{Q}_{VD}$	[%]	$\left( \frac{\dot{Q}_{VD, Mod}}{\dot{Q}_{VD, Ref}} - 1 \right)$	relative Änderung der System-Verdampferleistung
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}$	[%]	$\left( \frac{\dot{Q}_{eff, VD, Mod}}{\dot{Q}_{VD, Ref}} - 1 \right)$	relative Änderung der eff. Kälteleistung (s. Kapitel 6)

In Abschnitt I.1 sind die Berechnungsergebnisse der untersuchten Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters aus Kapitel 4 zusammengefasst. Tabelle I.2 bis Tabelle I.4 zeigen dazu die Berechnungsergebnisse für das R-134a-Anlagensystem, Tabelle I.5 bis Tabelle I.7 die Berechnungsergebnisse für das R-744-Anlagensystem, Tabelle I.8 bis Tabelle I.10 die Berechnungsergebnisse für das R-1234yf-Anlagensystem und Tabelle I.11 bis Tabelle I.13 die Berechnungsergebnisse für das R-445A-Anlagensystem.

In Abschnitt I.2 sind die Berechnungsergebnisse der untersuchten raumluftgüteorientierten Umlufterate aus Kapitel 5 zusammengefasst. Tabelle I.14 bis Tabelle I.16 zeigen dazu die Berechnungsergebnisse für das R-134a-Anlagensystem, Tabelle I.17 bis Tabelle I.19 die Berechnungsergebnisse für das R-744-Anlagensystem, Tabelle I.20 bis Tabelle I.22 die Berechnungsergebnisse für das R-1234yf-Anlagensystem und Tabelle I.23 bis Tabelle I.25 die Berechnungsergebnisse für das R-445A-Anlagensystem.

In Abschnitt I.3 sind die Berechnungsergebnisse der untersuchten energetisch günstigen Kältemittelunterkühlung aus Kapitel 6 zusammengefasst. Tabelle I.26 bis Tabelle I.28 zeigen dazu die

---

Berechnungsergebnisse für das R-134a-Anlagensystem, Tabelle I.29 bis Tabelle I.31 die Berechnungsergebnisse für das R-1234yf-Anlagensystem und Tabelle I.32 bis Tabelle I.34 die Berechnungsergebnisse für das R-445A-Anlagensystem.

In Abschnitt I.4 sind die Berechnungsergebnisse der untersuchten dynamischen Adaption des Kältemittelhochdrucks aus Kapitel 7 zusammengefasst. Tabelle I.35 bis Tabelle I.37 zeigen dazu die Berechnungsergebnisse für das R-744-Anlagensystem.

In Abschnitt I.5 sind die Berechnungsergebnisse der untersuchten Entspannung mit Ejektor aus Kapitel 8 zusammengefasst. Tabelle I.38 bis Tabelle I.40 zeigen dazu die Berechnungsergebnisse für das R-744-Anlagensystem.

In Abschnitt I.6 sind die Berechnungsergebnisse der untersuchten Maßnahmen- und Konzeptsynthesen aus Kapitel 9 zusammengefasst. Tabelle I.41 zeigt dazu die Berechnungsergebnisse für das R-134a-Synthesystem und Tabelle I.42 die Berechnungsergebnisse für das R-744-Synthesystem. Zusätzlich zeigen Tabelle I.43 die Berechnungsergebnisse für R-1234yf im R-134a-Synthesystem und Tabelle I.44 die Berechnungsergebnisse für R-445A im R-134a-Synthesystem.

# I.1. Förderleistungsvariabilität des Kältemittelverdichters

**Tabelle I.2.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).*

Index	Datum virtuelles Fahrstreckenszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-2,61	-2,82	-2,35	-2,97	-2,85	-1,46	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	3,20	3,19	3,33	3,09	3,33	3,35	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-24,8	-25,2	-25,4	-25,1	-26,1	-25,8	-	-
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-5,69	-6,01	-5,08	-6,08	-6,00	-3,08	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	6,58	6,43	6,80	5,95	6,84	6,79	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-51,1	-50,6	-52,5	-45,5	-52,7	-52,5	-	-
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-5,52	-5,82	-4,93	-5,84	-5,82	-2,99	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-3,77	-4,30	-3,58	-4,54	-4,30	-2,23	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	4,49	4,60	4,82	4,46	4,85	4,85	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-24,3	-26,7	-27,0	-26,3	-27,4	-28,5	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-4,38	-4,80	-4,04	-5,03	-4,82	-2,51	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	4,34	4,41	4,53	4,27	4,65	4,56	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-38,4	-39,6	-42,2	-38,8	-41,0	-43,3	-	-

**Tabelle I.3.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,6	22,9	22,5	23,1	22,7	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-1,61	-2,54	-2,82	-2,94	-2,75	-2,87	-3,07	-3,06	-	-
$COP [-]$	-	-	3,09	3,21	3,03	2,85	3,00	2,75	2,92	3,11	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-23,7	-25,1	-24,2	-22,9	-23,3	-21,3	-24,0	-25,2	-	-
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,61	-5,45	-5,31	-4,11	-5,81	-1,56	-5,34	-6,48	-	-
$COP [-]$	-	-	6,48	6,66	5,47	4,13	5,91	3,13	4,88	6,37	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-50,0	-51,1	-39,1	-25,9	-44,5	-13,7	-34,9	-51,8	-	-
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,49	-5,29	-5,03	-3,57	-5,59	-0,68	-4,97	-6,30	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,6	22,5	22,5	22,7	22,7	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,5	22,4	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,51	-3,84	-4,27	-2,09	-4,22	-1,77	-4,65	-4,59	-	-
$COP [-]$	-	-	4,37	4,53	4,25	3,20	4,20	2,99	4,06	4,37	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-24,4	-24,8	-23,7	-11,8	-22,7	-10,1	-23,7	-24,7	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,7	22,4	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,3	22,4	22,3	22,3	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,83	-4,32	-3,61	-3,38	-3,93	-2,33	-3,80	-5,12	-	-
$COP [-]$	-	-	4,24	4,41	3,76	3,39	3,84	3,02	3,58	4,32	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-39,3	-40,4	-26,0	-21,0	-28,7	-14,3	-24,3	-38,9	-	-

**Tabelle I.4.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$T_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	23,2	24,4	26,4	27,5	24,8	26,1	24,5	24,0	22,6	22,5
$T_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,5	22,3	22,7	23,4	22,8	23,6	22,4	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-1,59	-2,39	-2,81	-0,44	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,51	-3,07	-3,15
$COP[-]$	3,33	3,08	2,79	2,34	2,24	2,39	2,48	2,66	2,43	2,44	2,94	3,13
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-25,9	-23,0	-20,3	-3,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-4,6	-23,7	-25,1
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,9	26,0	27,0	24,2	25,3	24,0	23,6	22,6	22,4
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	23,0	22,4	22,8	22,4	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,35	-5,28	-0,99	4,11	5,03	5,20	5,50	5,49	5,55	3,90	-5,12	-6,42
$COP[-]$	6,68	6,27	3,06	1,68	1,56	1,62	1,71	1,77	1,70	1,85	4,59	5,92
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-50,5	-47,7	-11,1	6,4	6,4	3,7	7,7	3,9	9,1	4,8	-30,9	-45,9
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S[\%]$	-3,24	-5,10	0,01	5,82	6,93	7,20	7,48	7,52	7,51	5,61	-4,69	-6,16
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,0	26,1	27,1	24,4	25,5	24,1	23,6	22,5	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,3	22,4	23,0	22,4	22,8	22,3	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	0,0	0,0	0,0	3,19	4,3	4,38	4,78	4,64	4,71	3,30	0,0	0,0
$COP[-]$	2,79	2,57	2,36	1,89	1,73	1,79	1,86	1,96	1,87	1,98	2,45	2,59
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	0,0	0,0	0,0	4,6	5,2	2,2	4,4	2,3	5,6	4,1	0,0	0,0
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,7	24,0	26,1	27,1	24,3	25,5	24,1	23,6	22,4	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,3	22,3	22,4	23,0	22,3	22,8	22,2	22,3	22,4	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-1,61	-2,27	-0,85	3,22	4,10	4,20	4,54	4,49	4,61	3,28	-1,94	-3,15
$COP[-]$	3,33	3,04	2,51	1,87	1,74	1,80	1,92	1,97	1,87	1,99	2,76	3,13
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-26,4	-22,1	-7,50	4,91	5,18	2,15	6,24	2,28	6,31	3,79	-15,6	-25,2

**Tabelle I.5.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
*(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).*

<b>Datum virtuelles Fahrstreckenszenario</b>												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
<b>Index</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
<b><i>Sauggasabriegelung</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-4,99	-5,09	-4,66	-5,18	-5,05	-2,91	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	3,37	3,43	3,37	3,41	3,47	3,36	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-29,9	-30,5	-29,6	-30,0	-29,4	-29,3	-	-
<b><i>CVT verlustfrei</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-7,63	-7,76	-6,90	-7,85	-7,44	-4,42	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	5,12	5,13	4,95	5,07	5,00	5,09	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-62,0	-62,7	-58,6	-62,6	-58,1	-62,8	-	-
<b><i>CVT verlustbehaftet</i></b>												
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-7,45	-7,58	-6,70	-7,67	-7,22	-4,32	-	-
<b><i>Riemenscheibengetriebe</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,75	-5,86	-5,27	-5,95	-5,79	-3,35	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	3,93	3,98	3,88	3,96	4,03	3,93	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-34,3	-35,0	-33,3	-35,5	-33,8	-33,6	-	-
<b><i>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-6,66	-6,79	-6,12	-6,89	-6,63	-3,88	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	4,40	4,44	4,36	4,40	4,46	4,42	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-45,4	-46,4	-44,3	-46,9	-44,2	-45,1	-	-

**Tabelle I.6.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,6	22,5	22,7	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,5	22,4	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,39	-5,03	-5,04	-3,81	-5,03	-2,51	-5,26	-5,27	-	-
$COP [-]$	-	-	3,21	3,30	3,23	2,79	3,20	2,48	3,12	3,42	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-29,1	-29,6	-29,4	-22,5	-29,1	-15,5	-30,5	-30,9	-	-
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{Fa} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,6	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-5,23	-7,52	-7,76	-6,25	-7,86	-1,44	-7,58	-7,95	-	-
$COP [-]$	-	-	5,11	5,01	4,93	3,77	4,98	2,77	4,38	5,14	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-61,4	-59,1	-60,0	-41,2	-61,3	-20,6	-54,2	-63,0	-	-
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-5,11	-7,33	-7,56	-5,81	-7,67	-0,37	-7,31	-7,76	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,4	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,4	22,4	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,89	-5,75	-5,42	-3,09	-4,04	-2,15	-5,85	-6,01	-	-
$COP [-]$	-	-	3,7	3,78	3,60	2,89	3,25	2,58	3,51	3,91	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-31,8	-32,1	-29,8	-18,7	-23,1	-14,1	-32,0	-33,6	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,5	22,3	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-4,54	-6,33	-6,74	-5,26	-6,73	-3,63	-6,56	-6,96	-	-
$COP [-]$	-	-	4,27	4,21	4,20	3,36	4,18	2,90	3,86	4,43	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-44,1	-42,1	-44,4	-30,9	-44,0	-23,6	-41,9	-46,8	-	-

**Tabelle I.7.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrtenzenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,8	25,1	28,5	29,9	26,0	28,0	25,8	24,8	22,5	22,6
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,4	22,4	24,2	26,3	23,8	25,7	23,2	22,5	22,4	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-3,10	-4,45	-2,14	-0,11	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,13	-4,33	-5,47
$COP[-]$	3,41	3,25	2,45	1,82	1,69	1,77	2,14	2,11	2,07	1,92	2,93	3,38
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-29,7	-28,3	-12,7	-0,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,0	-24,6	-31,5
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	24,7	27,6	29,1	25,4	27,3	25,2	24,4	22,5	22,4
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	23,1	24,8	22,9	24,4	22,5	22,4	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-4,74	-7,10	-1,23	5,37	6,04	6,32	5,83	6,07	5,91	4,76	-7,68	-7,85
$COP[-]$	5,11	5,10	2,69	1,35	1,20	1,26	1,49	1,48	1,44	1,51	4,23	4,69
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-61,1	-61,2	-16,4	11,6	11,2	13,4	11,8	12,8	12,1	9,0	-52,2	-55,7
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S[\%]$	-4,63	-6,93	0,09	7,38	8,24	8,55	7,90	8,18	7,99	6,69	-7,38	-7,56
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,7	24,9	28,0	29,5	25,7	27,7	25,5	24,6	22,5	22,6
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,3	23,6	25,4	23,3	25,0	22,7	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	0,00	0,00	0,00	2,53	3,15	3,29	3,09	3,17	3,05	2,64	0,0	0,0
$COP[-]$	2,22	2,17	2,03	1,61	1,45	1,53	1,83	1,81	1,77	1,69	2,11	2,24
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	0,0	0,0	0,0	5,0	5,9	6,4	5,7	6,2	5,6	4,7	0,0	0,0
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,7	24,9	28,0	29,5	25,7	27,7	25,5	24,6	22,4	22,6
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,3	22,3	23,6	25,4	23,3	25,0	22,7	22,3	22,4	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-3,10	-4,62	-1,35	2,59	3,15	3,29	3,04	3,17	3,05	2,68	-4,33	-5,47
$COP[-]$	3,41	3,32	2,37	1,61	1,45	1,53	1,83	1,81	1,77	1,70	2,93	3,38
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-29,7	-29,7	-10,4	5,02	5,87	6,46	5,73	6,25	5,59	4,20	-24,6	-31,5



**Tabelle I.8.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-2,86	-3,11	-2,56	-3,30	-3,12	-1,59	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	3,30	3,27	3,43	3,18	3,42	3,45	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-27,2	-28,1	-27,6	-28,1	-28,7	-28,1	-	-
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-5,66	-5,98	-5,05	-6,11	-5,97	-3,00	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	6,66	6,53	6,76	6,03	6,93	6,55	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-49,3	-48,7	-51,7	-45,4	-51,4	-49,4	-	-
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-5,48	-5,78	-4,89	-5,88	-5,80	-2,89	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-3,71	-4,26	-3,54	-4,50	-4,25	-2,20	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	4,33	4,48	4,68	4,35	4,71	4,72	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-25,7	-28,1	-28,2	-27,8	-28,8	-29,3	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-4,47	-4,95	-4,11	-5,23	-4,94	-2,34	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	4,51	4,58	4,78	4,44	4,82	4,64	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-38,6	-41,2	-41,2	-41,0	-42,3	-37,8	-	-

**Tabelle I.9.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,6	22,5	22,8	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-1,76	-2,76	-2,98	-3,05	-2,92	-1,85	-3,28	-3,38	-	-
$COP [-]$	-	-	3,18	3,32	3,07	2,86	3,03	2,52	2,95	3,19	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-25,9	-27,0	-26,0	-24,5	-25,0	-17,1	-26,2	-28,3	-	-
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,7	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,55	-5,42	-5,48	-4,67	-5,79	-1,44	-5,81	-6,46	-	-
$COP [-]$	-	-	6,43	6,69	5,61	4,37	5,97	3,13	5,14	6,52	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-47,9	-49,9	-43,3	-30,0	-43,2	-19,0	-38,8	-49,9	-	-
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,43	-5,26	-5,21	-4,22	-5,57	-0,54	-5,50	-6,26	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,6	22,5	22,8	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,46	-3,76	-3,95	-4,15	-4,17	-2,66	-4,61	-4,54	-	-
$COP [-]$	-	-	4,23	4,38	3,96	3,68	4,04	3,13	3,93	4,22	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-25,3	-25,5	-23,9	-23,0	-24,5	-17,5	-25,3	-26,4	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,7	22,4	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,4	22,4	22,3	22,4	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,88	-4,40	-3,62	-3,62	-4,02	-2,11	-3,86	-5,29	-	-
$COP [-]$	-	-	4,44	4,64	3,79	3,46	3,91	2,89	3,59	4,47	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-38,6	-39,9	-28,0	-25,7	-30,9	-16,6	-27,5	-41,1	-	-

**Tabelle I.10.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,8	24,5	26,8	27,9	25,2	26,6	24,9	24,1	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,3	23,0	24,1	23,4	24,3	22,7	22,4	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	-1,71	-2,48	-1,51	0,12	0,43	0,69	0,55	0,73	0,21	0,09	-3,25	-3,48
$COP [-]$	3,43	3,09	2,55	2,05	2,09	2,23	2,35	2,52	2,28	2,20	2,99	3,22
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-27,7	-24,4	-15,2	-7,66	-3,94	-3,50	-2,63	-2,14	4,92	-6,61	-25,3	-28,0
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	24,1	26,4	27,4	24,6	26,1	24,5	23,8	22,6	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,8	23,6	22,7	23,6	22,5	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S [\%]$	-3,31	-5,19	-0,42	4,55	5,67	6,62	5,94	6,72	5,99	4,39	-5,92	-6,44
$COP [-]$	6,60	6,28	2,90	1,53	1,42	1,49	1,57	1,62	1,51	1,68	5,10	6,00
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-49,0	-45,2	-14,6	-0,31	0,70	1,50	1,58	0,50	0,35	-1,37	-37,3	-45,2
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-3,20	-4,99	0,64	6,30	7,63	8,74	7,95	8,88	8,00	6,14	-5,57	-6,18
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,7	24,2	26,5	27,5	24,6	26,2	24,5	23,8	22,5	22,6
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,3	22,8	23,6	22,7	23,7	22,5	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,15	0,23	0,16	3,59	4,89	5,67	5,07	5,77	5,09	3,70	0,17	0,16
$COP [-]$	2,63	2,42	2,20	1,72	1,58	1,65	1,77	1,83	1,70	1,82	2,30	2,44
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-2,53	-2,91	-5,30	-2,10	-0,43	-0,20	0,47	-0,21	-1,04	-2,26	-4,59	-4,40
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,2	26,5	27,5	24,6	26,2	24,5	23,8	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,3	22,3	22,8	23,6	22,6	23,7	22,4	22,2	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	-1,71	-2,64	-0,79	3,70	4,90	5,68	5,04	5,75	5,10	3,93	-2,95	-3,28
$COP [-]$	3,43	3,16	2,38	1,72	1,58	1,66	1,78	1,83	1,71	1,79	2,92	3,19
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-27,7	-25,7	-10,4	-1,94	-0,41	-0,09	0,49	-0,39	-0,74	-2,06	-23,5	-26,8

**Tabelle I.11.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
*(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).*

<b>Datum virtuelles Fahrstreckenszenario</b>												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
<b>Index</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
<b><i>Sauggasabriegelung</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-2,38	-2,63	-2,15	-2,80	-2,71	-1,38	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	3,01	3,00	3,08	2,95	3,08	3,09	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-24,7	-25,7	-26,3	-24,9	-28,2	-28,0	-	-
<b><i>CVT verlustfrei</i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,45	-5,73	-4,85	-5,61	-5,77	-2,98	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	5,27	5,20	5,28	4,90	5,30	5,24	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-53,9	-52,5	-56,2	-43,8	-57,1	-57,6	-	-
<b><i>CVT verlustbehaftet</i></b>												
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,24	-5,50	-4,67	-5,30	-5,56	-2,87	-	-
<b><i>Riemenscheibengetriebe</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-2,70	-4,08	-3,36	-2,46	-4,11	-2,10	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	3,88	4,22	4,32	3,60	4,36	4,34	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-19,4	-27,3	-28,2	-15,6	-29,8	-29,9	-	-
<b><i>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,4	22,5	22,3	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,4	22,5	22,3	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-4,11	-3,76	-3,72	-2,72	-4,26	-2,26	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	3,78	3,62	3,82	3,37	3,79	3,81	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-40,2	-33,0	-43,6	-16,0	-41,7	-42,9	-	-

**Tabelle I.12.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,6	22,9	22,5	23,0	22,7	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-1,44	-2,30	-2,59	-2,76	-2,53	-2,77	-2,90	-2,89	-	-
$COP [-]$	-	-	2,95	3,02	2,90	2,76	2,88	2,67	2,81	2,96	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-22,7	-24,6	-23,2	-21,7	-21,9	-20,8	-23,3	-25,3	-	-
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,46	-5,21	-4,85	-3,78	-5,43	-1,54	-5,02	-6,27	-	-
$COP [-]$	-	-	5,24	5,28	4,60	3,73	4,97	3,03	4,30	5,26	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-53,1	-54,1	-37,0	-23,7	-43,2	-13,8	-34,0	-54,6	-	-
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-3,33	-5,02	-4,51	-3,23	-5,16	-0,65	-4,61	-6,03	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,4	22,5	22,3	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,3	22,4	22,3	22,3	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,35	-3,60	-2,71	-0,29	-2,48	-0,22	-0,36	-4,39	-	-
$COP [-]$	-	-	4,11	4,19	3,58	2,60	3,43	2,49	2,66	4,11	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-23,3	-24,5	-15,2	0,17	-12,1	0,36	-0,48	-25,0	-	-
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,4	22,5	22,6	22,3	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,3	22,4	22,3	22,3	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,59	-3,98	-3,30	-2,48	-3,57	-2,02	-2,93	-4,82	-	-
$COP [-]$	-	-	3,72	3,78	3,42	3,06	3,48	2,87	3,20	3,78	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-39,3	-41,4	-25,1	-11,0	-27,2	-10,0	-15,48	-40,5	-	-

**Tabelle I.13.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	23,2	24,4	26,4	27,4	24,6	26,0	24,2	23,9	22,7	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,5	22,3	22,6	23,5	22,5	23,6	22,3	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-1,42	-2,16	-2,68	-0,39	0,22	0,22	-0,02	0,19	0,17	-0,49	-2,83	-2,93
$COP[-]$	3,11	2,96	2,73	2,40	2,27	2,36	2,57	2,64	2,59	2,50	2,84	2,98
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-25,5	-21,8	-19,4	-0,90	2,55	0,58	2,33	0,50	5,31	-2,22	-22,3	-24,6
<b>CVT verlustfrei</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,8	25,9	26,9	24,1	25,3	23,8	23,5	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,9	22,4	22,7	22,4	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,20	-5,08	-0,77	4,08	5,06	5,00	5,38	5,19	5,41	3,87	-4,78	-6,01
$COP[-]$	5,250	5,21	2,87	1,78	1,62	1,65	1,81	1,81	1,81	1,94	4,12	4,94
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-54,1	-50,2	-8,4	11,4	10,2	4,71	12,4	4,46	14,3	8,88	-29,3	-45,2
<b>CVT verlustbehaftet</b>												
$\Delta B_S[\%]$	-3,08	-4,87	0,25	5,76	6,96	6,98	7,33	7,20	7,35	5,56	-4,30	-5,70
<b>Riemenscheibengetriebe</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	23,9	26,0	27,0	24,2	25,4	23,9	23,6	22,5	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,3	22,3	23,0	22,3	22,7	22,3	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	0,15	0,25	0,19	3,28	4,34	4,17	5,07	5,77	5,09	3,70	0,22	0,21
$COP[-]$	2,76	2,58	2,38	1,97	1,77	1,83	2,01	2,00	2,02	2,04	2,47	2,60
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	3,18	4,60	3,60	9,54	8,25	3,23	10,9	2,53	11,3	8,08	3,84	3,53
<b>Riemenscheibengetriebe und Sauggasabriegelung</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,3	22,6	23,9	26,0	27,0	24,2	25,4	23,9	23,5	22,4	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,3	22,3	22,3	22,3	23,0	22,3	22,7	22,2	22,3	22,4	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-1,08	-0,23	-0,09	3,25	4,12	3,96	4,43	4,15	4,47	3,30	-1,32	-2,82
$COP[-]$	3,03	2,65	2,42	1,96	1,80	1,85	2,03	2,01	2,01	2,05	2,66	2,97
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-19,9	-1,22	0,91	9,71	8,21	3,18	11,0	2,53	11,9	7,91	-10,3	-23,6

## I.2. Raumluftgüteorientierte Umluftrate

**Tabelle I.14.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,51	-5,78	-4,90	-5,78	-5,85	-3,05	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	6,85	6,57	7,21	5,93	7,19	7,36	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-48,8	-48,7	-48,9	-44,1	-50,8	-50,5	-	-
<b>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,49	-5,73	-4,89	-5,78	-5,85	-3,04	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	7,09	6,67	7,60	5,97	7,44	7,75	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-46,5	-46,5	-45,6	-43,9	-48,9	-47,5	-	-

**Tabelle I.15.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-3,50	-5,27	-5,04	-3,76	-5,70	-1,95	-5,08	-6,29	-	-
$COP[-]$	-	-	6,87	7,03	5,56	4,20	6,05	3,31	4,94	6,44	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-47,3	-47,6	-38,7	-26,6	-45,9	-14,8	-35,9	-51,2	-	-
<b>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-3,49	-5,25	-4,98	-4,15	-5,77	-3,16	-5,57	-6,28	-	-
$COP[-]$	-	-	7,19	7,38	5,57	4,28	6,16	3,57	5,19	6,51	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-44,2	-44,4	-37,2	-29,0	-46,5	-22,4	-41,1	-50,3	-	-

**Tabelle I.16.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Index	Datum virtuelles Fahrstreckenszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,3	24,8	25,4	23,5	24,3	23,4	23,1	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	23,0	23,6	22,7	23,3	22,6	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,30	-5,17	-1,62	5,75	7,63	8,25	7,23	7,75	7,10	5,22	-4,95	-6,30
$COP[-]$	7,14	6,49	3,31	1,74	1,62	1,65	1,79	1,82	1,85	2,01	4,75	6,09
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-47,0	-47,7	-13,6	7,57	13,2	8,90	8,23	5,32	10,1	5,93	-32,1	-47,0
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	22,9	23,6	23,8	22,8	23,1	22,8	22,7	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,29	-5,16	-2,51	4,07	5,66	4,95	3,63	4,58	3,48	1,74	-5,47	-6,45
$COP[-]$	7,49	6,61	3,43	1,80	1,57	1,62	1,86	1,68	1,95	2,30	5,03	6,25
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-43,8	-46,5	-19,1	-2,19	-1,46	-9,23	-12,2	-17,9	-11,7	-10,6	-36,6	-48,5

**Tabelle I.17.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Index	Datum virtuelles Fahrstreckenszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,3	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-7,46	-7,58	-6,95	-7,68	-7,59	-4,32	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	5,24	5,21	5,28	5,10	5,31	5,27	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-61,2	-61,2	-60,9	-62,6	-62,3	-61,4	-	-
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,3	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,5	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-7,47	-7,58	-6,94	-7,68	-7,57	-4,33	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	5,34	5,27	5,42	5,13	5,41	5,42	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-60,5	-61,7	-59,7	-62,5	-60,9	-60,5	-	-



**Tabelle I.18.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrtenzenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,6	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-5,12	-7,49	-7,58	-6,36	-7,69	-3,91	-7,45	-7,77	-	-
$COP[-]$	-	-	5,26	5,27	4,98	3,93	5,01	3,19	4,43	5,17	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-60,4	-60,4	-60,0	-44,7	-61,4	-30,1	-55,8	-62,8	-	-
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,8	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-5,11	-7,49	-7,57	-7,01	-7,69	-5,77	-7,73	-7,77	-	-
$COP[-]$	-	-	5,41	4,41	5,00	4,10	5,03	3,46	4,53	5,21	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-59,3	-59,4	-59,6	-51,2	-61,3	-40,4	-59,6	-62,5	-	-

**Tabelle I.19.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrtenzenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,7	26,2	27,7	24,2	25,8	24,1	23,6	22,4	22,4
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,5	22,9	24,9	26,6	23,6	25,2	23,5	22,9	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-4,67	-6,94	-3,27	6,05	8,07	8,26	7,23	7,82	7,39	5,91	-7,41	-7,98
$COP[-]$	5,30	5,16	3,05	1,53	1,28	1,32	1,61	1,54	1,58	1,67	4,27	4,91
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-59,8	-60,8	-24,4	8,97	14,5	14,5	10,0	12,0	11,2	7,37	-52,4	-60,9
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,0	24,2	24,9	22,9	23,3	22,8	22,7	22,4	22,4
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,4	22,4	22,4	22,4	22,9	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-4,66	-6,94	-5,31	4,69	7,18	7,18	4,33	6,25	5,06	3,81	-7,88	-8,03
$COP[-]$	5,45	5,23	3,34	1,62	1,22	1,25	1,76	1,50	1,66	1,80	4,40	4,94
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-58,7	-60,3	-35,7	0,47	5,48	4,47	-3,11	0,46	-0,85	-4,59	-58,4	-61,4

**Tabelle I.20.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,47	-5,76	-4,88	-5,87	-5,84	-2,98	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	7,03	6,71	7,44	6,09	7,38	7,34	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-46,2	-46,8	-46,4	-44,8	-48,9	-47,2	-	-
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,44	-5,69	-4,87	-5,83	-5,84	-3,02	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	7,28	6,79	7,87	6,08	7,69	7,93	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-43,6	-44,4	-42,9	-43,9	-46,8	-45,1	-	-

**Tabelle I.21.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-3,48	-5,23	-5,18	-4,36	-5,62	-2,41	-5,51	-6,26	-	-
$COP[-]$	-	-	7,05	7,27	5,68	4,34	6,09	3,39	5,13	6,61	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-44,8	-44,8	-39,3	-29,9	-43,4	-21,0	-38,8	-49,2	-	-
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,6	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-3,47	-5,23	-5,12	-4,83	-5,65	-4,06	-5,68	-6,26	-	-
$COP[-]$	-	-	7,36	7,64	5,70	4,48	6,17	3,79	5,24	6,68	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-41,6	-41,7	-38,0	-33,4	-43,3	-29,1	-41,4	-48,5	-	-

**Tabelle I.22.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrtenzenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,4	25,0	25,7	23,7	24,4	23,6	23,2	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	23,3	24,1	23,0	23,7	22,9	22,5	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,28	-5,14	-1,86	6,14	8,41	8,87	7,71	8,29	7,76	5,73	-5,23	-6,25
$COP[-]$	7,30	6,63	3,27	1,60	1,47	1,52	1,64	1,68	1,65	1,81	4,89	6,16
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-44,8	-45,6	-17,7	0,44	5,95	1,83	1,04	-1,27	3,18	-0,64	-34,5	-45,2
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,0	23,7	24,1	22,9	23,3	22,8	22,8	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,7	22,4	22,5	22,4	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,27	-5,13	-3,62	4,35	6,11	5,50	3,99	5,22	3,82	2,70	-5,67	-6,30
$COP[-]$	7,73	6,77	3,63	1,71	1,44	1,47	1,73	1,48	1,83	2,00	5,13	6,25
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-41,1	-44,1	-25,5	-8,82	-8,01	-15,5	-17,5	-24,2	-17,2	-17,6	-38,7	-45,4

**Tabelle I.23.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrtenzenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,20	-5,44	-4,61	-5,31	-5,57	-2,88	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	5,54	5,36	5,69	4,96	5,65	5,69	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-50,5	-49,7	-51,1	-43,2	-54,1	-53,6	-	-
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,5	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,15	-5,35	-4,57	-5,37	-5,54	-2,86	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	5,74	5,46	6,03	5,02	5,92	6,08	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-47,4	-46,9	-47,1	-43,7	-51,1	-49,4	-	-

**Tabelle I.24.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-3,31	-4,96	-4,55	-3,22	-5,31	-1,55	-4,61	-6,01	-	-
$COP[-]$	-	-	5,55	5,64	4,70	3,74	5,09	3,12	4,32	5,33	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-49,2	-49,5	-36,4	-23,1	-45,1	-12,4	-34,2	-53,1	-	-
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,6	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-3,26	-4,93	-4,56	-3,64	-5,37	-2,62	-5,16	-6,00	-	-
$COP[-]$	-	-	5,82	5,93	4,77	3,81	5,16	3,27	4,49	5,40	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-45,7	-45,9	-35,6	-26,1	-45,5	-20,3	-39,8	-52,2	-	-

**Tabelle I.25.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 804 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	23,3	24,9	25,5	23,5	24,3	23,4	23,1	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,9	23,5	22,6	23,2	22,5	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,09	-4,91	-1,18	5,83	7,58	8,07	7,15	7,53	7,28	5,43	-4,41	-5,74
$COP[-]$	5,65	5,36	3,09	1,82	1,65	1,68	1,87	1,86	1,90	2,03	4,20	5,04
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-49,3	-49,6	-10,2	13,1	15,6	10,8	12,7	6,91	15,8	10,9	-29,5	-44,9
<b><i>CO<sub>2</sub>-Konzentration 1404 ppm</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,6	22,9	23,6	23,8	22,8	23,0	22,7	22,6	22,6	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-3,05	-4,89	-2,00	4,19	5,71	5,02	3,40	4,36	3,16	1,87	-4,92	-5,93
$COP[-]$	5,96	5,47	3,17	1,87	1,62	1,65	1,98	1,86	2,14	2,28	4,37	5,16
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-45,4	-48,1	-16,5	2,50	1,80	-7,27	-8,08	-11,0	-5,40	-6,31	-34,31	-47,0

### I.3. Energetisch günstige Kältemittelunterkühlung

**Tabelle I.26.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Index	Datum virtuelles Fahrstreckenszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unter Kühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	0,03	0,05	0,07	0,07	0,05	0,03	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,78	2,76	2,86	2,69	2,86	2,86	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	4,68	5,38	4,54	6,02	5,28	3,79	-	-
<b>Verflüssiger mit Unter Kühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-0,05	-0,04	0,01	-0,04	0,02	-0,02	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,84	2,82	2,94	2,75	2,93	2,95	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	5,89	6,67	6,31	7,10	6,62	5,70	-	-
<b>Verflüssiger mit Unter Kühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-0,13	-0,11	-0,06	-0,13	-0,10	-0,06	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,90	2,88	3,00	2,81	2,99	3,01	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	6,73	7,61	7,46	7,97	7,60	6,50	-	-
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unter Kühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-0,21	-0,23	-0,13	-0,26	-0,19	-0,13	-	-
$COP_{eff}[-]$	-	-	-	-	2,80	2,78	2,91	2,71	2,89	2,92	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	3,09	3,06	3,18	3,00	3,15	3,17	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-	-	-	-	2,24	2,51	3,20	2,68	3,03	1,76	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	12,7	13,0	12,7	13,8	12,3	10,5	-	-

**Tabelle I.27.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,04	0,03	0,03	0,03	0,05	-0,01	0,05	0,07	-	-
$COP [-]$	-	-	2,72	2,80	2,64	2,61	2,61	2,59	2,56	2,69	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	4,63	4,54	5,04	8,22	5,32	9,32	6,28	5,89	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-0,02	-0,03	-0,07	-0,09	-0,06	-0,11	-0,07	-0,024	-	-
$COP [-]$	-	-	2,79	2,86	2,70	2,56	2,67	2,49	2,61	2,76	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	6,06	5,96	6,19	6,97	6,42	7,03	7,02	7,10	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-0,06	-0,10	-0,15	-0,17	-0,14	-0,19	-0,15	-0,12	-	-
$COP [-]$	-	-	2,85	2,93	2,76	2,61	2,73	2,54	2,66	2,81	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	6,92	6,86	7,06	7,85	7,29	7,91	7,90	7,97	-	-
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-0,42	-0,17	-0,29	-0,36	-0,38	-0,44	-0,33	-0,26	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	2,74	2,84	2,66	2,51	2,63	2,44	2,56	2,72	-	-
$COP [-]$	-	-	3,02	3,12	2,97	2,85	2,95	2,79	2,88	3,00	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	1,39	2,55	1,51	1,53	1,76	0,90	1,91	2,62	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	11,9	12,8	13,3	15,3	14,1	15,6	14,8	13,5	-	-

**Tabelle I.28.:** *R-134a-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	24,0	26,2	27,2	24,3	25,5	24,1	23,6	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,1	22,5	22,9	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,02	0,04	0,04	0,03	0,02	-0,39	-0,27	-0,61	-0,12	-0,03	0,07	0,07
$COP [-]$	2,89	2,66	2,63	2,49	2,36	2,47	2,81	2,80	2,75	2,59	2,62	2,71
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	4,05	4,39	8,76	8,30	5,00	1,91	8,86	1,93	9,38	7,84	6,79	5,81
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,0	26,1	27,1	24,3	25,5	24,0	23,6	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,0	22,5	22,8	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	-0,02	-0,06	-0,10	-0,14	-0,21	-0,67	-0,34	-0,80	-0,24	-0,16	-0,08	-0,04
$COP [-]$	2,95	2,73	2,54	2,46	2,44	2,54	2,78	2,84	2,80	2,59	2,63	2,77
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	5,57	5,54	6,91	7,21	6,05	2,17	8,10	2,14	10,1	7,42	6,73	6,89
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,0	26,1	27,1	24,3	25,4	24,1	23,6	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,0	22,5	22,8	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	-0,06	-0,13	-0,19	-0,21	-0,25	-0,77	-0,37	-0,91	-0,24	-0,22	-0,16	-0,14
$COP [-]$	3,01	2,79	2,59	2,48	2,45	2,58	2,73	2,89	2,70	2,59	2,68	2,83
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	6,41	6,39	7,79	7,39	6,20	2,38	6,81	2,27	8,01	7,38	7,59	7,75
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	23,8	26,0	27,1	24,2	25,5	24,0	23,5	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,1	22,5	22,9	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	-0,13	-0,25	-0,43	-0,38	-0,27	-0,65	-0,39	-0,79	-0,29	-0,41	-0,36	-0,28
$COP_{eff} [-]$	2,92	2,69	2,48	2,41	2,41	2,53	2,76	2,83	2,72	2,53	2,58	2,73
$COP [-]$	3,20	3,00	2,85	2,64	2,47	2,53	2,80	2,83	2,79	2,77	2,92	3,03
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	1,41	1,08	0,84	2,51	4,31	1,78	6,79	1,68	7,08	2,58	1,22	2,29
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	11,3	12,6	15,7	12,2	6,57	1,97	8,15	1,81	9,93	12,0	14,9	14,0

**Tabelle I.29.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
*(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).*

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,27	0,21	0,28	0,18	0,20	0,14	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,68	2,65	2,77	2,59	2,75	2,78	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	4,14	3,42	4,58	3,29	3,20	3,74	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,19	0,13	0,22	0,08	0,14	0,11	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,72	2,70	2,83	2,63	2,80	2,84	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	4,85	4,09	5,69	3,72	4,16	4,89	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,12	0,06	0,17	0,01	0,06	0,08	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,77	2,75	2,88	2,68	2,86	2,89	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	5,63	4,91	6,47	4,58	5,00	5,71	-	-
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,6	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,00	-0,07	0,05	-0,14	-0,03	-0,03	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	-	-	2,69	2,66	2,79	2,59	2,77	2,80	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	3,00	2,97	3,09	2,91	3,05	3,07	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	-	-	0,72	-0,04	1,57	-0,69	0,51	-0,03	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	12,8	12,0	12,6	12,0	11,1	10,0	-	-



**Tabelle I.30.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,20	0,28	0,21	0,16	0,22	0,11	0,16	0,18	-	-
$COP [-]$	-	-	2,63	2,70	2,54	2,42	2,51	2,48	2,45	2,59	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	4,57	4,18	3,47	3,69	3,57	6,10	3,28	3,36	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,15	0,21	0,11	0,05	0,12	0,02	0,05	0,08	-	-
$COP [-]$	-	-	2,68	2,75	2,59	2,44	2,55	2,37	2,49	2,63	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	5,39	5,10	3,94	3,35	4,03	3,08	3,38	3,81	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,12	0,15	0,05	-0,02	0,05	-0,05	-0,02	0,02	-	-
$COP [-]$	-	-	2,72	2,80	2,63	2,48	2,60	2,41	2,53	2,68	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	6,17	5,88	4,75	4,19	4,85	3,93	4,23	4,64	-	-
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,01	0,04	-0,11	-0,23	-0,11	-0,33	-0,23	-0,13	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	2,63	2,72	2,54	2,39	2,51	2,31	2,44	2,59	-	-
$COP [-]$	-	-	2,96	3,03	2,88	2,76	2,86	2,70	2,80	2,91	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	0,50	1,19	-0,85	-2,25	-0,91	-3,13	-1,93	-0,53	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	12,8	13,1	12,7	13,4	13,2	13,2	12,6	11,8	-	-

**Tabelle I.31.:** *R-1234yf-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	24,1	26,4	27,4	24,4	25,9	24,2	23,7	22,5	22,6
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,8	23,4	22,6	23,3	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,17	0,25	0,17	0,15	0,14	-0,02	-0,20	-0,14	-0,02	0,08	0,20	0,20
$COP [-]$	2,78	2,57	2,51	2,39	2,27	2,39	2,70	2,70	2,64	2,48	2,50	2,61
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	3,68	3,88	5,71	4,97	1,80	0,51	5,03	0,93	5,77	4,34	3,93	3,27
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,1	26,4	27,4	24,5	25,9	24,3	23,8	22,5	22,6
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	23,4	22,6	23,3	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,13	0,16	0,03	-0,01	-0,05	-0,18	-0,26	-0,27	-0,09	-0,04	0,07	0,10
$COP [-]$	2,83	2,62	2,42	2,32	2,29	2,43	2,64	2,74	2,58	2,43	2,51	2,65
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	4,75	4,42	3,16	2,62	1,43	0,52	3,25	1,05	3,89	2,57	3,39	3,72
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,1	26,4	27,4	24,6	25,9	24,5	23,8	22,5	22,6
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	23,3	22,7	23,3	22,6	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,10	0,10	-0,04	-0,07	-0,09	-0,28	-0,28	-0,38	-0,13	-0,09	0,00	0,02
$COP [-]$	2,89	2,67	2,46	2,34	2,31	2,46	2,59	2,74	2,44	2,45	2,55	2,70
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	5,49	5,17	3,99	2,83	1,61	0,75	2,17	0,39	0,99	2,67	4,20	4,55
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	24,0	26,3	27,4	24,5	25,9	24,3	23,6	22,5	22,6
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,8	23,4	22,6	23,3	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,00	-0,07	-0,32	-0,21	-0,08	-0,14	-0,30	-0,26	-0,13	-0,22	-0,24	-0,15
$COP_{eff} [-]$	2,80	2,57	2,36	2,28	2,27	2,42	2,62	2,73	2,53	2,39	2,45	2,60
$COP [-]$	3,12	2,92	2,76	2,48	2,32	2,42	2,65	2,73	2,57	2,58	2,84	2,95
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	0,31	-0,89	-3,11	-1,10	0,40	0,20	2,25	0,63	1,98	-0,93	-2,30	-0,95
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	11,8	12,3	13,6	7,26	1,91	0,30	2,98	0,68	3,29	6,67	13,2	12,3

**Tabelle I.32.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,57	0,58	0,49	0,63	0,44	0,24	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,58	2,63	2,63	2,66	2,67	2,65	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	3,87	5,42	2,71	8,07	2,81	1,75	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,29	0,27	0,28	0,26	0,21	0,12	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,71	2,70	2,79	2,64	2,79	2,81	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	6,43	6,52	5,88	6,94	5,05	4,63	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,24	0,20	0,22	0,18	0,13	0,09	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,77	2,76	2,85	2,70	2,85	2,87	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	8,07	7,76	7,02	8,23	6,34	5,86	-	-
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	0,22	0,19	0,22	0,17	0,14	0,08	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	-	-	2,69	2,68	2,77	2,62	2,77	2,79	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	2,93	2,92	3,00	2,87	2,98	2,99	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	-	-	4,38	4,57	4,16	4,83	3,48	2,94	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	14,0	14,1	12,8	14,9	11,5	10,7	-	-

**Tabelle I.33.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,40	0,54	0,63	0,65	0,68	0,59	0,64	0,58	-	-
$COP [-]$	-	-	2,49	2,55	2,55	2,47	2,52	2,42	2,54	2,64	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	3,63	2,61	6,50	8,57	6,84	8,32	8,93	7,48	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,22	0,30	0,28	0,24	0,30	0,22	0,24	0,24	-	-
$COP [-]$	-	-	2,66	2,72	2,59	2,46	2,57	2,50	2,51	2,64	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	6,86	5,91	7,00	7,42	7,53	9,32	7,14	6,68	-	-
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,19	0,23	0,22	0,16	0,24	0,11	0,15	0,17	-	-
$COP [-]$	-	-	2,71	2,78	2,65	2,52	2,63	2,47	2,57	2,71	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	8,07	7,14	8,45	8,68	8,84	8,42	8,43	8,06	-	-
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-0,46	0,14	0,17	0,10	0,19	0,04	0,10	0,16	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	2,68	2,69	2,57	2,43	2,54	2,46	2,48	2,62	-	-
$COP [-]$	-	-	2,90	2,94	2,84	2,73	2,82	2,76	2,76	2,87	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	6,16	3,95	4,55	2,27	4,90	5,42	4,31	4,80	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	16,2	13,4	15,5	17,1	16,4	18,7	16,2	14,6	-	-

**Tabelle I.34.:** *R-445A-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Index	Datum virtuelles Fahrstreckenszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Unterkühlungsregelung</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,3	26,5	27,4	24,5	25,9	24,2	23,8	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,8	23,6	22,6	23,6	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,36	0,62	0,72	0,68	0,56	0,48	0,29	0,39	0,43	0,59	0,77	0,71
$COP [-]$	2,62	2,51	2,46	2,26	2,18	2,32	2,56	2,60	2,52	2,35	2,51	2,64
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	2,46	4,99	8,60	5,28	2,05	0,93	4,92	1,01	5,53	4,59	7,80	7,11
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (c)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,1	26,3	27,3	24,4	25,8	24,12	23,7	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,4	22,6	23,3	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,20	0,30	0,29	0,25	0,13	-0,10	-0,08	-0,18	0,06	0,22	0,29	0,30
$COP [-]$	2,78	2,62	2,50	2,40	2,31	2,42	2,71	2,71	2,65	2,51	2,52	2,65
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	5,42	6,97	8,32	7,66	4,34	1,50	7,11	1,48	7,47	7,51	7,20	6,85
<b>Verflüssiger mit Unterkühlungsstrecke Variante (d)</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,1	26,3	27,2	24,4	25,7	24,1	23,7	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,3	22,6	23,2	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,16	0,24	0,15	0,20	0,10	-0,22	-0,14	-0,33	0,01	0,16	0,20	0,21
$COP [-]$	2,88	2,68	2,50	2,43	2,35	2,46	2,74	2,75	2,69	2,52	2,58	2,71
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	6,53	8,29	8,32	8,21	5,05	1,80	7,47	1,68	8,25	7,61	8,41	8,11
<b>Verbesserung Frontbox-Verdampferleistung durch Unterkühlungsstrecke mit Heizfunktion</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	23,9	26,2	27,3	24,4	25,8	24,0	23,5	22,5	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	23,4	22,6	23,3	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S [\%]$	0,15	0,21	0,08	0,07	0,09	-0,08	-0,12	-0,18	0,00	0,05	0,13	0,19
$COP_{eff} [-]$	2,76	2,60	2,44	2,36	2,30	2,41	2,70	2,70	2,63	2,46	2,49	2,63
$COP [-]$	3,01	2,86	2,76	2,58	2,36	2,42	2,73	2,70	2,70	2,68	2,79	2,89
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	3,44	4,44	3,99	4,21	3,28	1,29	6,28	1,17	6,28	4,11	4,03	4,47
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	12,7	15,3	17,8	14,1	5,60	1,38	7,62	1,22	8,87	13,3	16,9	15,2

## I.4. Dynamische Adaption des Kältemittelhochdrucks

**Tabelle I.35.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).*

Index	Datum virtuelles Fahrstreckenszenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>NDS-Anlage: kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	0,48	0,71	0,12	0,64	0,47	0,17	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,20	2,26	2,14	2,28	2,25	2,13	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	6,07	8,83	0,42	8,84	5,17	2,89	-	-
<b><i>MDS-Anlage: kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	0,08	0,11	0,03	0,16	0,08	0,03	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,20	2,25	2,17	2,26	2,25	2,14	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	1,62	2,04	0,68	3,07	1,31	0,96	-	-
<b><i>NDS-Anlage: verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,3	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-0,22	-0,11	-0,30	-0,12	-0,04	-0,17	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,03	2,11	2,00	2,08	2,16	1,99	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-8,90	-6,34	-10,7	-7,99	-4,27	-9,66	-	-
<b><i>MDS-Anlage: verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,3	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	0,36	0,42	0,26	0,34	0,43	0,16	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,22	2,26	2,19	2,27	2,26	2,16	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	5,29	5,85	4,20	5,23	5,47	3,98	-	-

**Tabelle I.36.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>NDS-Anlage: kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,05	0,24	0,63	0,93	0,68	1,10	0,88	0,56	-	-
$COP [-]$	-	-	2,06	2,13	2,18	2,10	2,17	2,04	2,17	2,27	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-0,35	2,67	8,42	12,1	8,94	13,5	12,0	7,68	-	-
<b>MDS-Anlage: kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	0,02	0,04	0,16	0,41	0,19	0,58	0,33	0,13	-	-
$COP [-]$	-	-	2,09	2,14	2,17	2,09	2,16	2,04	2,15	2,26	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	0,65	0,67	3,04	6,70	3,58	8,64	5,73	2,51	-	-
<b>NDS-Anlage: verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,3	22,4	22,4	22,4	22,4	22,6	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-0,25	-0,36	-0,18	-0,12	-0,23	0,11	-0,15	-0,15	-	-
$COP [-]$	-	-	1,89	1,94	1,99	1,89	1,94	1,94	1,94	2,07	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-12,8	-12,4	-8,87	-8,10	-11,0	-0,91	-8,70	-8,35	-	-
<b>MDS-Anlage: verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption</b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,3	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-0,13	0,24	0,35	0,35	0,24	0,42	0,32	0,34	-	-
$COP [-]$	-	-	2,10	2,16	2,18	2,08	2,16	2,03	2,13	2,26	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	3,29	3,78	5,35	5,98	3,95	7,28	5,37	4,98	-	-

**Tabelle I.37.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>NDS-Anlage: kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$T_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,4	26,8	28,1	25,2	26,8	25,1	24,1	22,5	22,5
$T_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,2	22,6	23,1	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	0,05	0,56	1,20	1,77	2,05	2,13	1,19	1,21	1,38	1,67	1,04	0,85
$COP[-]$	2,20	2,20	2,10	1,86	1,69	1,81	2,27	2,26	2,20	1,99	2,17	2,29
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	0,10	8,12	14,1	18,0	18,9	22,2	18,4	20,4	19,3	19,0	12,3	10,7
<b><i>MDS-Anlage: kälteleistungszahlorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,5	27,1	28,5	25,2	27,0	25,1	24,2	22,5	22,6
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,8	24,0	22,9	24,1	22,6	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	0,04	0,16	0,64	1,02	0,93	1,14	0,57	0,76	0,75	0,95	0,48	0,26
$COP[-]$	2,24	2,20	2,09	1,89	1,76	1,87	2,22	2,22	2,16	1,99	2,17	2,28
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	1,07	3,32	8,99	13,7	14,1	17,1	10,6	13,5	12,1	13,3	7,20	4,42
<b><i>NDS-Anlage: verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,7	24,4	26,7	28,0	24,8	26,4	24,7	24,1	22,4	22,4
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,54	22,4	22,5	23,2	22,6	23,4	22,5	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	-0,25	-0,17	0,18	2,67	2,89	3,03	4,02	3,92	4,04	2,71	-0,13	-0,08
$COP[-]$	2,01	2,03	2,01	1,73	1,54	1,65	1,79	1,78	1,73	1,80	1,97	2,11
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-13,4	-8,18	0,71	16,8	18,1	21,8	15,0	18,3	16,0	16,4	-7,94	-6,20
<b><i>MDS-Anlage: verdampferleistungsorientierte Hochdruckadaption</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,5	24,4	27,0	28,3	25,0	26,9	24,9	24,1	22,4	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,6	23,7	22,7	23,8	22,4	22,4	22,4	22,4
$\Delta B_S[\%]$	0,13	0,32	0,54	2,40	2,80	3,03	3,87	3,92	3,89	2,64	0,44	0,48
$COP[-]$	2,25	2,21	2,10	1,72	1,52	1,62	1,78	1,76	1,71	1,78	2,16	2,28
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	3,34	5,48	8,42	14,2	15,5	19,2	12,1	15,3	12,6	14,4	6,77	6,70



## I.5. Kältemittelentspannung mit Ejektor

**Tabelle I.38.:** R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Hannover - München  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Ejektorkreislauf-topologie-Variante (a) <math>\eta_{Ejektor}=0,15</math></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	0,70	0,92	0,55	1,13	0,91	0,35	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,23	2,28	2,20	2,29	2,28	2,16	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	9,44	12,1	7,70	14,5	11,4	7,87	-	-
<b>Ejektorkreislauf-topologie-Variante (a) <math>\eta_{Ejektor}=0,30</math></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	0,93	1,14	0,77	1,37	1,10	0,47	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	2,25	2,31	2,23	2,32	2,32	2,21	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	13,3	15,9	11,7	18,3	15,4	12,5	-	-

**Tabelle I.39.:** R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid  
(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).

Datum virtuelles Fahrstreckenszenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Ejektorkreislauf-topologie-Variante (a) <math>\eta_{Ejektor}=0,15</math></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-0,53	0,50	0,83	1,03	0,81	1,15	1,12	1,12	-	-
$COP[-]$	-	-	2,10	2,17	2,20	2,13	2,19	2,07	2,18	2,28	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	5,11	7,16	11,6	14,9	11,4	16,5	15,7	14,1	-	-
<b>Ejektorkreislauf-topologie-Variante (a) <math>\eta_{Ejektor}=0,30</math></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	22,5	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-0,91	-0,51	1,06	1,28	1,03	1,43	1,37	1,36	-	-
$COP[-]$	-	-	2,09	2,18	2,23	2,16	2,22	2,10	2,21	2,30	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	8,77	9,77	15,6	19,0	15,4	20,9	19,7	17,8	-	-

**Tabelle I.40.:** *R-744-Anlagensystem - Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur*  
*(in Bezug auf R-744-Referenzsystem).*

Datum virtuelles Fahrtenzenario												
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Ejektorkreislauftopologie- Variante (a) <math>\eta_{Ejektor}=0,15</math></i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,6	27,2	28,3	25,0	26,6	25,0	24,3	22,5	22,6
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6	23,2	22,5	23,2	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	0,30	0,64	1,19	1,36	1,31	1,64	1,67	1,70	1,79	1,64	1,04	1,11
$COP[-]$	2,26	2,22	2,13	1,93	1,80	1,87	2,23	2,19	2,18	2,03	2,20	2,31
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-47,0	-47,7	-13,6	7,57	13,2	8,90	8,23	5,32	10,1	5,93	-32,1	-47,0
<b><i>Ejektorkreislauftopologie- Variante (a) <math>\eta_{Ejektor}=0,30</math></i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,6	24,8	27,3	28,3	25,1	26,6	25,1	24,4	22,5	22,6
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,8	22,5	23,0	22,5	22,5	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-0,44	0,65	1,47	1,73	1,73	1,85	1,92	1,86	2,05	1,97	1,30	1,35
$COP[-]$	2,27	2,25	2,17	1,97	1,83	1,89	2,25	2,20	2,20	2,05	2,23	2,34
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	8,15	13,5	20,6	24,9	25,7	25,7	23,4	22,9	25,0	25,8	18,5	18,2

## I.6. Maßnahmen- und Konzeptsynthese

Tabelle I.41.: R-134a-Synthesystem (in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).

Index	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-4,55	-5,00	-4,18	-5,22	-4,93	-2,58	-	-
$COP_{eff}[-]$	-	-	-	-	4,49	4,56	4,71	4,48	4,79	4,76	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	4,79	4,86	4,98	4,80	5,04	5,00	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-	-	-	-	-40,6	-42,4	-43,3	-40,1	-42,5	-44,2	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-36,4	-38,4	-40,2	-35,7	-39,4	-41,3	-	-
<b>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,4	22,4	22,5	22,4	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,5	22,3	22,4	22,3	22,4	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-2,94	-4,48	-4,47	-3,82	-4,18	-3,42	-4,14	-5,29	-	-
$COP_{eff}[-]$	-	-	4,39	4,57	4,14	3,58	3,99	3,28	3,80	4,53	-	-
$COP[-]$	-	-	4,70	4,88	4,48	3,95	4,34	3,67	4,16	4,85	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-	-	-41,6	-42,5	-34,7	-24,4	-31,3	-19,1	-26,4	-39,8	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-37,4	-38,6	-29,0	-15,5	-24,7	-8,34	-18,6	-35,5	-	-
<b>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,5	22,4	22,7	23,4	23,6	22,7	22,8	22,6	22,5	22,5	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-1,90	-2,83	-1,78	0,61	2,45	1,87	-0,14	0,44	-1,07	-1,33	-3,54	-3,63
$COP_{eff}[-]$	3,54	3,36	,72	2,13	1,88	1,93	2,36	2,22	2,45	2,48	3,19	3,44
$COP[-]$	3,81	3,67	3,09	2,48	2,04	2,02	2,54	2,36	2,69	2,81	3,54	3,75
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-30,1	-24,2	-11,1	-4,54	-0,86	-7,50	-9,09	-14,6	-11,1	-9,73	-24,0	-24,5
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-24,6	-17,1	1,83	11,0	6,61	-4,30	-2,43	-9,44	-2,43	2,34	-15,2	-17,6

**Tabelle I.42.:** *R-744-Synthesystem (in Bezug auf R-744-Referenzsystem).*

Index	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,5	22,3	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,4	22,5	22,5	22,3	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-5,84	-6,63	-6,15	-4,48	-6,80	-3,83	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	4,24	4,70	4,42	3,91	4,82	4,43	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-34,6	-39,5	-43,5	-15,6	-41,9	-42,5	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,4	22,4	22,5	22,4	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,3	22,4	22,3	22,3	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-4,40	-6,47	-5,11	-4,04	-5,30	-3,83	-4,59	-6,81	-	-
$COP[-]$	-	-	4,22	4,27	3,91	3,31	3,97	3,17	3,70	4,82	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-41,2	-41,9	-24,4	-9,76	-24,4	-8,04	-15,4	-38,7	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,4	23,0	24,1	24,4	22,9	23,1	22,7	22,7	22,5	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,4	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-2,94	-4,22	-0,51	3,57	4,73	5,06	2,72	4,00	2,83	2,12	-4,84	-5,04
$COP[-]$	3,44	3,45	2,46	1,78	1,56	1,57	2,07	1,88	2,03	1,98	3,33	3,67
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-25,2	-19,7	8,22	21,4	24,9	23,7	15,3	16,9	15,2	16,5	-17,5	-19,0

**Tabelle I.43.:  $R-1234yf$  in  $R-134a$ -Synthesystem (in Bezug auf  $R-134a$ -Referenzsystem).**

Index	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</i></b>												
$\vartheta_{FA}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-	-	-4,56	-4,89	-4,06	-5,17	-4,88	-2,51	-	-
$COP_{eff}[-]$	-	-	-	-	4,62	4,62	4,76	4,50	5,84	4,81	-	-
$COP[-]$	-	-	-	-	4,99	4,98	5,09	4,88	5,15	5,12	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-	-	-	-	-39,0	-39,2	-40,1	-38,9	-40,4	-40,5	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-	-	-33,8	-34,8	-35,6	-33,5	-36,5	-36,6	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,4	22,5	22,4	22,4	22,5	-	-
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,3	22,5	22,3	22,3	22,5	-	-
$\Delta B_S[\%]$	-	-	-2,86	-4,36	-3,68	-3,72	-4,68	-3,38	-3,95	-5,23	-	-
$COP_{eff}[-]$	-	-	4,43	4,61	3,88	3,52	4,22	3,21	3,68	4,52	-	-
$COP[-]$	-	-	4,81	4,99	4,27	3,94	4,64	3,63	4,09	4,89	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-	-	-38,0	-39,2	-26,5	-24,7	-35,3	-20,8	-26,2	-38,9	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-	-	-32,5	-34,1	-18,0	-14,6	-28,6	-9,48	-16,9	-33,7	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</i></b>												
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,4	22,7	23,5	23,7	22,8	22,9	22,7	22,5	22,5	22,5
$\vartheta_{mR}[^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,5	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,5	22,5
$\Delta B_S[\%]$	-1,74	-2,71	-1,48	0,89	2,82	2,22	0,29	0,92	-0,32	-0,92	-3,59	-3,54
$COP_{eff}[-]$	3,48	3,26	2,53	2,03	1,78	1,83	2,18	2,05	2,24	2,31	3,13	3,35
$COP[-]$	3,81	3,62	2,95	2,33	1,90	1,90	2,31	2,14	2,40	2,61	3,53	3,70
$\Delta \dot{Q}_{VD}[\%]$	-26,8	-24,5	-11,6	-7,65	-4,64	-11,4	-12,8	-18,2	-14,3	-12,4	-26,3	-25,5
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD}[\%]$	-19,8	-16,2	3,47	5,30	0,23	-9,41	-8,34	-15,2	-8,27	-1,55	-116,4	-17,4

**Tabelle I.44.:** *R-445A in R-134a-Synthesystem (in Bezug auf R-134a-Referenzsystem).*

Index	Datum virtuelles Fahrtenzenario											
	15.01	15.02	15.03	15.04	15.05	15.06	15.07	15.08	15.09	15.10	15.11	15.12
Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b><i>Fahrstreckenszenario: Hannover - München</i></b>												
$\vartheta_{FA} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,3	22,5	22,4	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	-	-	22,5	22,5	22,5	22,3	22,5	22,4	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-	-	-4,31	-4,69	-3,97	-2,75	-4,43	-2,38	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	-	-	3,87	3,90	3,94	3,38	3,90	3,89	-	-
$COP [-]$	-	-	-	-	4,10	4,13	4,14	3,64	4,08	4,05	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-	-	-43,1	-44,0	-47,4	-15,9	-43,9	-46,5	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	-	-	-39,5	-40,7	-44,7	-9,05	-41,1	-44,0	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Lissabon - Madrid</i></b>												
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,5	22,5	22,7	22,4	22,5	-	-
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	-	-	22,4	22,5	22,4	22,3	22,4	22,3	22,3	22,5	-	-
$\Delta B_S [\%]$	-	-	-2,69	-4,16	-3,40	-3,01	-3,84	-2,86	-3,62	-5,02	-	-
$COP_{eff} [-]$	-	-	43,79	3,87	3,51	3,15	3,61	2,96	3,35	3,88	-	-
$COP [-]$	-	-	4,03	4,10	3,79	3,48	3,90	3,31	3,65	4,11	-	-
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-	-	-41,6	-44,1	-26,3	-17,4	-30,3	-15,5	-25,2	-43,0	-	-
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-	-	-37,8	-40,7	-19,7	-8,46	-24,1	-5,09	-17,8	-39,5	-	-
<b><i>Fahrstreckenszenario: Neu-Delhi - Kanpur</i></b>												
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,5	22,3	22,3	22,7	23,6	23,8	22,7	22,9	22,6	22,6	22,3	22,5
$\vartheta_{mR} [^{\circ}\text{C}]$	22,4	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,5
$\Delta B_S [\%]$	-1,72	-0,43	-0,29	1,52	2,67	2,54	0,22	0,89	-0,74	-0,76	-0,40	-2,94
$COP_{eff} [-]$	3,24	2,74	2,47	2,03	1,85	1,82	2,40	2,17	2,50	2,40	2,56	3,09
$COP [-]$	3,47	3,01	2,80	2,35	2,00	1,90	2,62	2,32	2,76	2,71	2,87	3,34
$\Delta \dot{Q}_{eff, VD} [\%]$	-30,0	-1,85	-0,92	-1,60	-0,55	-7,82	-6,42	-13,6	-8,43	-7,66	-1,50	-21,81
$\Delta \dot{Q}_{VD} [\%]$	-25,4	7,89	12,24	13,9	6,40	-4,55	2,06	-7,90	1,00	4,41	10,5	-15,2

# J. Literaturverzeichnis

## Achaichia 2006

Schutzrecht US2006/0123827A1: Refrigeration System and an Improved Transcritical Vapour Compression Cycle ( 15. Juni 2006). ACHAICHIA, N. (Erfinder); Delphi Technologies Inc. (Anmelder).

## Achaichia u. San Román 2011

ACHAICHIA, N. ; SAN ROMÁN, M.: Low GWP Refrigerant for Buses and Trains Air Conditioning. In: *Proceeding of the 23<sup>rd</sup> IIR International Congress of Refrigeration (ICR)* Bd. 23, Nr. 844, International Institute of Refrigeration - IIR, 2011. – ISBN 978–2–9131–4988–5

## Adiprasito 1998

ADIPRASITO, B.: *Simulation des instationären Verhaltens einer Pkw-Klimaanlage mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel*. VDI Fortschrittsbericht Reihe 12 Nr. 346. VDI Verlag GmbH, 1998. – ISBN 3–18–334612–4

## Ahlers u. Boni 2009

AHLERS, S. ; BONI, A.: Möglichkeiten des Volumenstrommanagements an Hubkolbenkompressoren in der Anwendung. In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung*, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), 2009 (DKV-Tagungsbericht 36). – ISBN 978–3–932715–45–7

## Althouse u. Rabbitt 1991

ALTHOUSE, J. V. ; RABBITT, M.: *Auto Air Conditioning*. The Goodheart-Willcox Company, 1991. – ISBN 0–87006–815–6

## Andaloro u. a. 2012

ANDALORO, L. ; NAPOLI, G. ; SERGI, F. ; DISPENZA, G. ; ANTONUCCI, V.: Design of a hybrid electric fuel cell power train for an urban bus. In: *International Journal of Hydrogen Energy* Bd. 38, Pt. 18, Elsevier Ltd., 2012, S. 7725 – 7732.

## Andersson 2004

ANDERSSON, Christian: *On auxiliary systems in commercial vehicles*, Lund University, Diss., 2004.

## Andwari 2017

MAHMOUDZADEH ANDWARI, A. ; A. PESIRIDIS, V. E. ; SALAVATI-ZADEH, A. ; KARVOUNTZIS-KONTAKIOTIS, A. ; MURALIDAHARAN, V.: A Comparative Study of the Effect of Turbocompounding and ORC Waste heat Recovery Systems on the Performance of a Turbocharged Heavy-Duty Diesel Engine. In: *Energies* Bd. 10, Pt. 8, MDPI, 2017.

## Aprea u. a. 1999

APREA, C. ; ASCANI, M. ; DE ROSSI, F.: A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 19, Pt. 4, Elsevier Ltd., 1999, S. 3229 – 336.

---

**Arici u. a. 1999**

ARICI, O. ; YANG, S.-L. ; HUANG, D. ; ÖKER, E.: Computer Model for Automobile Climate Control System Simulation and Application. In: *International Journal of Thermodynamics*, International Centre for Applied Thermodynamics, Juni 1999, S. 59 – 68.

**Arsenjev u. a. 2003**

ARSENJEV, S. L. ; LOZOVITSKI, I. B. ; SIRIK, Y. P. ; CORNELL UNIVERSITY (ITHACA, USA) New Y. New York (Hrsg.): *The Flowing System Gasdynamics. Part 3: Saint-Venant-Wantzel formula modern form.* <https://arxiv.org/abs/physics/0302038>. Version: 2003

**ASHRAE 2008**

ASHRAE (Hrsg.): *Handbook 2008 - HVAC Systems and Equipment*. SI Edition. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - ASHRAE Inc., 2008.

**ASHRAE Standard 62 1999**

ASHRAE (Hrsg.): *ASHRAE Standard 62: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - ASHRAE Inc., 1999.

**Automotive World 2017**

AW - AUTOMOTIVE WORLD (Hrsg.): *Busworld 2017: Eberspaecher Suetrak employing CO<sub>2</sub>-refrigerant for bus air-conditioning systems.* <https://www.automotiveworld.com/news-releases/busworld-2017-eberspaecher-suetrak-employing-co2-refrigerant%-bus-air-conditioning-systems/>. Version: 2017 [02.09.2017].

**Bachmann 2010**

BACHMANN, S.: Stufenlose Verdichterleistungsregelung. In: *Kälte-Klima-Aktuell (KKA)* Bd. 2, Bauverlag BV, 2010.

**Bader 1998a**

BADER GMBH: *Digitaler Klimaregler KR-450/C (ab Version 3.41)*. Technische Information. Siemensstrasse 21, D - 71691 Freiberg, 1998 [22.11.2016]. <http://www.badergmbh.de/>

**Bader 1998b**

BADER GMBH: *Technische Beschreibung Klimaregler KR-400*. Technische Information, 1998 [22.11.2016]. <http://www.badergmbh.de/>

**Bader 2003**

BADER GMBH: *Serviceanleitung für Klimaregelsystem KR490 (ab Version 0.08)*. Technische Information. Siemensstrasse 21, D - 71691 Freiberg, 2003 [22.11.2016]. <http://www.badergmbh.de/>

**Bader 2015**

BADER GMBH: *Serviceanleitung für Klimaregelsystem KR490 (ab Version 1.00)*. Technische Information. Siemensstraße 21, D - 71691 Freiberg, 2015 [22.11.2016]. <http://www.badergmbh.de/>



**Badin u. a. 2015**

BADIN, F. ; LE BERR, F. ; CASTEL, G. ; DABADIE, J. ; BRIKI, H. ; DEGEILH, P. ; PASQUIER, M.: Energy efficiency evaluation of a Plug-in Hybrid Vehicle under European procedure, Worldwide harmonized procedure and actual use. In: *World Electric Vehicle Journal* Bd. 7, Pt. 3, MDPI AG, 2015, S. 475 – 488.

**Baehr u. Stephan 2006**

BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 5. Auflage. Springer Verlag, 2006. – ISBN 978-3-540-32334-1

**BAG 2016**

BUNDESAMT FÜR GÜTERVERKEHR (Hrsg.): *Marktbeobachtung Güterverkehr - Marktanalyse des Fernbuslinienverkehrs 2016*. [https://www.bag.bund.de/SharedDocs/Downloads/DE/Marktbeobachtung/Sonderberichte/SB\\_Fernbus\\_2016.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.bag.bund.de/SharedDocs/Downloads/DE/Marktbeobachtung/Sonderberichte/SB_Fernbus_2016.pdf?__blob=publicationFile). Version: November 2016 [29.07.2017].

**BAM 2009**

BAM - BUNDESANSTALT FÜR MATERIALFORSCHUNG UND -PRÜFUNG: Final Test Report: Ignition behaviour of HFO-1234yf / Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung BAM im Auftrag des Umweltbundesamtes, FKZ: 363 01 262. Version: 2009. [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/419/dokumente/test\\_report\\_hfo1234yf\\_2010\\_06.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/419/dokumente/test_report_hfo1234yf_2010_06.pdf). 2009. – Forschungsbericht

**Barlow u. a. 2009**

BARLOW, T. J. ; LATHAM, S. ; MCCRAE, I. S. ; BOULTER, P. G. ; TRL LIMITED (Hrsg.): *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicles emissions*. 3. Version. IHS, 2009. – ISBN 978-1-84608-816-2

**Basshuysen 2006**

VAN BASSHUYSEN, R. ; SCHÄFER, F.: *Lexikon Motorentechnik*. 2. Auflage, ATZ/MTZ Fachbuch. Vieweg Verlag, 2006. – ISBN 978-3-528-13903-2

**Baumgart 2010**

BAUMGART, R.: *Reduzierung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen*, Technische Universität Chemnitz, Diss., 2010.

**Böckh 2006**

VON BÖCKH, P.: *Wärmeübertragung*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2006. – ISBN 3-540-31432-6

**Beatenbough 1990**

Schutzrecht U.S. Patent Nr. 4.972.683: Condenser with Receiver/Subcooler ( 27. November 1990). BEATENBOUGH, P. K. (Erfinder); Blackstone Corporation (Anmelder).

**Beattie u. Whalley 1982**

BEATTIE, D. R. H. ; WHALLEY, P. B.: A Simple Two-Phase Frictional Pressure Drop Calculation Method. In: *International Journal of Multiphase Flow* Bd. 8, Pt. 1, Elsevier Ltd., 1982, S. 83 – 87.

---

**Behrendt 2009**

BEHRENDT, M.: *Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT*, Universität Karlsruhe, Diss., 2009.

**Bergk u. a. 2017**

BERGK, F. ; KNÖRR, W. ; LAMBRECHT, U.: Klimaschutz im Verkehr: Neuer Handlungsbedarf nach dem Pariser Klimaschutzabkommen / ifeu - Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH. Umweltbundesamt (UBA), Juni 2017 (Forschungskennzahl: 3712 45 100, UBA-FB 002355/2). – Forschungsbericht

**Bernath u. a. 2012**

BERNATH, M. ; SWOBODA, J. ; KARL, C. ; STERZENBACH, M. ; WACHTMEISTER, G.: Energetische Analyse im schweren Nutzfahrzeug im Hinblick auf thermische Rekuperationsmaßnahmen. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII* Haus der Technik, Expert-Verlag, Juni 2012 (Haus der Technik Fachbuch Band 125). – ISBN 978-3-8169-3145-4, S. 35 – 57.

**Bühler 1979**

BÜHLER, O.-P. A.: Temperaturen im Omnibus elektronisch gesteuert. In: *VDI Nachrichten Nr. 38*, VDI Verlag, September 1979.

**Bühler 2000**

BÜHLER, O.-P. A. ; VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE E.V. (VDA) (Hrsg.): *Omnibustechnik*. Vieweg Verlag, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2000. – ISBN 3-528-03928-0

**Bitzer 2005**

BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH: *Offene Verdichter für Fahrzeugklimatisierung und Transport-Kälteanlagen*. Katalog. Eschenbrünnlestraße 15, D - 71065 Sindelfingen, 2005 [09.01.2017]. [https://www.bitzer.de/shared\\_media/documentation/kh-540-2.pdf](https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kh-540-2.pdf)

**Bitzer 2014**

BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH: *Kompetenz in Leistungsregelung*. Technische Dokumentation. Eschenbrünnlestraße 15, D - 71065 Sindelfingen, 2014 [09.01.2017]. [https://www.bitzer.de/shared\\_media/documentation/a-600-5.pdf](https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-600-5.pdf)

**BMUB 2016**

BUNDESMINISTERIUMS FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT BMUB IM AUFTRAG DER BUNDESREGIERUNG ; DEUTSCHER BUNDESTAG (Hrsg.): *Kenntnisstand zur Einführung des Kältemittels R1234yf*. Version: 2016 [02.09.2017]. <http://dipbt.bundestag.de/doc/btd/18/085/1808569.pdf>

**Boccardi u. a. 2013**

BOCCARDI, G. ; CALABRESE, N. ; CELATA, G.P. ; MASTRULLO, R. ; MAURO, A.W. ; PERRONE, A. ; TRINCHIERI, R.: Experimental performance evaluation for a carbon dioxide light commercial cooling application under transcritical and subcritical conditions. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 54, Pt. 2, Elsevier Ltd., 2013, S. 528 –535.

**Bockholt 2009**

BOCKHOLT, M.: *Dynamische Optimierung von mobilen CO<sub>2</sub>-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2009.

**Boltz 2005**

Schutzrecht EP1807272B1 (WO2006/032377): Klimaanlage für Kraftfahrzeuge ( 9. September 2005). BOLTZ, N. (Erfinder); Spheros GmbH (Anmelder).

**Bolz u. a. 2011**

BOLZ, N. ; SCHALLER, R. ; SCHEID, H.: *Klimasysteme im Bus: Anforderung, Konzeption, Lösungen, Anwendungen*. Verlag Moderne Industrie, 2011 (Die Bibliothek der Technik Band 339). – ISBN 378–3–86236–023–9

**Bom u. a. 1999**

BOM, G. J. ; FOSTER, R. ; DIJKSTRA, E. ; TUMMERS, M.: Evaporative Air-Conditioning: Applications for Environmentally Friendly Cooling. In: *Energy Series*, The International Bank for Reconstruction and Development, 1999 (World Bank Technical Paper No. 421).

**Bommes u. a. 1994**

BOMMES, L. ; FRICKE, J. ; GRUNDMANN, R.: *Ventilatoren*. 2. Auflage. Vulkan-Verlag, 1994. – ISBN 3–8027–3200–6

**Boos u. a. 2011**

BOOS, R. ; DAMBERGER, B. ; HUTTER, H.-P. ; KUNDI, M. ; MOSHAMMER, H. ; TAPPLER, P. ; TWRDIK, F. ; WALLNER, P. ; ÖSTERREICHISCHE AKADEMIE DER WISSENSCHAFTEN, KOMMISSION FÜR REINHALTUNG DER LUFT IM AUFTRAG DES BUNDESMINISTERIUM FÜR LAND- UND FORSTWIRTSCHAFT, UMWELT UND WASSERWIRTSCHAFT (Hrsg.): *Richtlinie zur Bewertung der Innenraumluft - Kohlenstoffdioxid als Lüftungsparameter*. Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft (BMLFUW), 2011.

**Bosch 2002**

ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Autoelektrik - Autolektronik*. 4. Auflage. Vieweg + Teubner Verlag, 2002. – ISBN 978–3–322–91561–0

**Bošnjaković u. Knoche 1998**

BOŠNJAKOVIĆ, F. ; KNOCHE, K. F.: *Technische Thermodynamik*. Bd. 1. 8. Auflage. Steinkopff-Verlag, 1998. – ISBN 978–3–7985–1114–9

**Braess u. Seifert 2013**

BRAESS, H.-H. ; SEIFERT, U.: *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag, 2013. – ISBN 978–3–658–01690–6

**Brennen 2005**

BRENNEN, C. E.: *Fundamentals of multiphase flows*. Cambridge Univ. Press, 2005. – ISBN 978–0–5218–4804–6

**Brown u. Domanski 2014**

BROWN, J. S. ; DOMANSKI, P. A.: Review of alternative cooling technologies. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 35, Pt. 2, Elsevier B.V., 2014., S. 252 – 262.

---

**Brown 2009**

BROWN, S.: HFOs - New, Low Global Warming Potential Refrigerants. In: *ASHRAE Journal* Bd. 51, Pt. 8, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 2009., S. 22 – 29.

**Böttcher 2006**

BÖTTCHER, C.: *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2006.

**Burkert 2014**

BURKERT, A.: Kältemittelstreit und kein Ende. In: *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, Springer Verlag, März 2014 (116/03), S. 28 – 33.

**Casson u. a. 2003**

CASSON, V. ; CECCHINATO, L. ; CORRADI, M. ; FORNASIERI, E. ; GIROTTI, S. ; MINETTO, S. ; ZAMBONI, L. ; ZILIO, C.: Optimisation of the throttling system in a CO<sub>2</sub> refrigerating machine. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 26, Pt. 8, Elsevier Ltd. and IIR, 2003, S. 926 – 935.

**Cavallini u. a. 2006**

CAVALLINI, A. ; DEL COL, D. ; DORETTI, L. ; MATKOVIC, M. ; ROSSETTO, L. ; ZILIO, C.: Condensation in horizontal smooth tubes. A new heat transfer model for heat exchanger design. In: *Heat Transfer Engineering* Bd. 27, Pt. 8, Taylor & Francis, 2006, S. 31 – 38.

**Cecchinato u. a. 2012**

CECCHINATO, L. ; CORRADI, M. ; COSI, G. ; MINETTO, S. ; RAMPAZZO, M.: A real-time algorithm for the determination of R744 systems optimal high pressure. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 35, Pt. 4, Elsevier Ltd. and IIR, 2012, S. 817 – 826.

**Cecchinato u. a. 2010**

CECCHINATO, L. ; CORRADI, M. ; MINETTO, S.: A Critical Approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 30, Pt. 13, Elsevier Ltd., 2010, S. 1812–1823.

**Chang u. Wang 1997**

CHANG, Y. J. ; WANG, C. C.: A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry. In: *International Journal of Heat Mass Transfer* Bd. 40, Pt. 3, Elsevier Ltd., 1997, S. 533 – 544.

**Chen 1966**

CHEN, J. C.: Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. In: *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development* Bd. 5, Pt. 3, American Chemical Society, 1966, S. 322 – 329.

**Chen u. Gu 2005**

CHEN, Y. ; GU, J.: The Optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 28, Pt. 8, Elsevier Ltd. and IIR, 2005, S. 1238 – 1249.

### Colebrook 1939

COLEBROOK, C. F.: Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transitional region between smooth and rough wall laws. In: *Journal of the Institution of Civil Engineers* Bd. 11, Pt. 4, ICE - Publishing, 1939, S. 133 – 156.

### Colebrook u. White 1937

COLEBROOK, C. F. ; WHITE, C. M.: Experiments with fluid friction in roughened pipes. In: *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical & Engineering Sciences* Bd. 161, Pt. 906, The Royal Society Publishing, 1937, S. 367 – 378.

### Collier u. Thome 1998

COLLIER, J. G. ; THOME, J. R.: *Convective boiling and condensation*. 3. Auflage. Oxford University Press, 1998. – ISBN 978-0198-5629-62

### Cortona u. a. 2002

CORTONA, E. ; ONDER, C. H. ; GUZELLA, L.: Engine thermomanagement with electric components for fuel consumption reduction. In: *International Journal of Engine Research* Bd. 3, Pt. 3, Professional Engineering Publishing LTD., 2002, S. 157 – 170.

### Couvillion u. a. 1988

COUVILLION, R. J. ; LARSON, M. W. ; SOMERVILLE, M. H.: Analysis of a vapor-compression refrigeration system with mechanical subcooling. In: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (Hrsg.): *ASHREA Transactions* Bd. 94, Pt. 2, ASHRAE, 1988, S. 641 – 660.

### Cube 1997a

VON CUBE, H. L. ; STEIMLE, F. ; LOTZ, H. ; KUNIS, J.: *Lehrbuch der Kältetechnik*. Bd. 1. 4. Auflage. C. F. Müller Verlag, 1997. – ISBN 3-8027-3200-6

### Daimler AG 2012a

DAIMLER AG - MERCEDES-BENZ: *Mercedes-Benz will bewährtes Kältemittel R134a für Pkw weiter einsetzen*. <http://presseservice.pressrelations.de/pressemitteilung/mercedesbenz-will-bewaehrtes-kaeltemittel-r134a-fuer-pkw-weiter-einsetzen-508%829.html>. Version: 2012 [10.11.2012]. - Pressemitteilung vom 25.09.2012

### Daimler AG 2012b

DAIMLER AG: *Technische Daten und Leistungskurven OM 457 LA*. Technische Dokumentation, 2012 [21.11.2016]. <https://www.mercedes-benz.com/de/mercedes-benz/fahrzeuge/aggregate/powertrain-bus-classic-motorensysteme/>; <https://www.mercedes-benz.com.lk/...pdf.../axor-engines-295kw-de-2012.pdf>; <http://images.gasgoo.com/attachment/Approved/001/793/001793984.pdf>

### Desai u. a. 2011

DESAI, A. D. ; SAPALI, S. N. ; GARIKIPATI, P. V.: Development of Energy Efficient R-134a Automotive Air Conditioning System Using Internal Heat Exchanger. In: *Lecture Notes in Engineering and Computer Science* Bd. 2192, Pt. 1, International Association of Engineers, 2011, S. 2250 – 2255.

---

**Destatis 2017**

STATISTISCHES BUNDESAMT (Hrsg.): *Verkehr - Personenverkehr mit Bussen und Bahnen*. [https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/TransportVerkehr/PersonenverkehrSchienenverkehr/PersonenverkehrBusseBahnenVj2080310173214.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/TransportVerkehr/PersonenverkehrSchienenverkehr/PersonenverkehrBusseBahnenVj2080310173214.pdf?__blob=publicationFile). Version: 1. Vierteljahr 2017 [19.08.2017].. – Fachserie 8 Reihe 3.1

**DIN 1946-2 1994**

Norm DIN 1946-2:1994-01 1994. *Raumlufttechnik - Teil 2: Gesundheitstechnische Anforderungen*. – Beuth Verlag, Berlin.

**DIN 1946-2 2006**

Norm DIN 1946-3:2006-07 2006. *Raumlufttechnik - Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen*. – Beuth Verlag, Berlin.

**DIN EN 13779 2007**

Norm DIN EN 13779:2007-09 2007. *Lüftung von Nichtwohngebäuden - Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme*. – Beuth Verlag, Berlin.

**DIN EN ISO 7730 2006**

Norm DIN EN ISO 7730:2006-05 2006. *Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit*. – Beuth Verlag, Berlin.

**Dittus u. Boelter 1930**

DITTUS, F. W. ; BOELTER, L. M. K.: Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. In: *Publications on Engineering* Bd. 2, University of California at Berkeley, 1930, S. 443 – 461.

**Dlugokencky u. Tans 2017**

DLUGOKENCKY, E ; TANS, P. ; NATIONAL OCEANIC AND ATMOSPHERIC ADMINISTRATION (NOAA) / EARTH SYSTEM RESEARCH LABORATORY (ESRL) / U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE (Hrsg.): *Trends in Atmospheric Carbon Dioxide: Recent Global CO<sub>2</sub>*. <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/global.html>. Version: 2017 [20.02.2017].

**Dünnebeil u. a. 2015**

DÜNNEBEIL, F. ; REINHARD, C. ; LAMBRECHT, U. ; KIES, A. ; HAUSBERGER, S. ; REXEIS, M.: Zukünftige Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung und Treibhausgasminderung bei schweren Nutzfahrzeugen / ifeu - Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH sowie Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz. Umweltbundesamt (UBA), April 2015 (Forschungskennzahl: 3711 96 105, UBA-FB 002058). – Forschungsbericht. –

**Domanski 1995a**

DOMANSKI, P. A.: Minimizing Throttling losses in the Refrigeration Cycle. In: *Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration* Bd. 4, International Institut of Refrigeration - IIR, 1995, S. 766 – 773.

### Domanski u. a. 1994

DOMANSKI, P. A. ; DIDION, D. A. ; DOYLE, J. P.: Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 17, Pt. 7, Elsevier Ltd. and IIR, 1994, S. 487 – 493.

### Dorfer u. Weiler 2013

DORFER, F. ; WEILER, W.: Holistisches Energiemanagement für das System Nutzfahrzeug zur Verbesserung der Transporteffizienz. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *12. Internationale Fachtagung - Nutzfahrzeuge*, VDI Verlag, Juni 2013 (VDI-Berichte Nr. 2186). – ISBN 978-3-18-092186-0, S. 223 – 244.

### Drück 2012

DRÜCK, H.: *Manuskript zur Vorlesung Solarthermie I*. Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, 2012.

### DUH 2015

DEUTSCHE UMWELTHILFE (Hrsg.): *Übersicht der CO<sub>2</sub>-klimatisierten Busse im Einsatz (Stand: Dezember 2015)*. [http://www.duh.de/fileadmin/\\_migrated/content\\_uploads/%C3%9Cbersicht\\_CO2-klimatisierte\\_Busse\\_2015.pdf](http://www.duh.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/%C3%9Cbersicht_CO2-klimatisierte_Busse_2015.pdf). Version: 2015 [24.06.2016].

### Ebeling 2019

EBELING, P.: *Ein Beitrag zur Kraftstoffverbrauchseinsparung in Omnibussen durch einen für den transienten Betrieb optimierten Rankine-Prozess*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2019.

### Eberspächer 2016

EERSPÄCHER SÜTRACK GMBH & CO. KG. (Hrsg.): *Development of new refrigerants: Statement CO<sub>2</sub>*. [https://www.eberspaecher.com/fileadmin/data/corporatesite/pdf/en/4\\_air\\_conditioning/flyer/Statement\\_R1234yf\\_24.10.2016.pdf](https://www.eberspaecher.com/fileadmin/data/corporatesite/pdf/en/4_air_conditioning/flyer/Statement_R1234yf_24.10.2016.pdf). Version: 2016 [02.09.2017].

### Eberspächer 2017

EBERSPÄCHER SÜTRAK GMBH & CO. KG: *Messkammern für Busse und Aufdachklimaanlagen*. Katalog. Heinkelstraße 5, D - 71272 Renningen, 2017 [24.03.2017]. [https://www.eberspaecher.com/fileadmin/data/corporatesite/pdf/de/4\\_air\\_conditioning/gp/Busklimakammer\\_de.pdf](https://www.eberspaecher.com/fileadmin/data/corporatesite/pdf/de/4_air_conditioning/gp/Busklimakammer_de.pdf)

### Eberwein 2011

EBERWEIN, B: *Zukunftsfähige Busklimatisierung*. Berliner Verkehrsbetriebe AöR, Bereich Omnibus VBO-KT 1, Fachgespräch Berlin, 2011.

### ECA 1992

ECA - EUROPEAN COLLABORATIVE ACTION: Indoor Air Quality and its Impact on Man. In: ECA - EUROPEAN COLLABORATIVE ACTION (Hrsg.): *Guidelines for Ventilation Requirements in Buildings*, 1992 (Report Nr. 11, EUR 14449 EN).

### Eghtessad u. Fugel 2010

EGHTESSAD, M. ; FUGEL, M. a.: Demand optimisation for parallel hybrid drives. In: INTELLIGENTE TRANSPORT UND VERKEHRSSYSTEME UND -DIENSTE NIEDERSACHSEN E.V. (Hrsg.): *7<sup>th</sup> Symposium Hybrid Vehicles, Electric Vehicles and Energy Management*, ITS Niedersachsen e.V., Februar 2010. – ISBN 978-3-937655-24-6, S. 138 – 156.

---

**Eisenkopf u. Burgdorf 2010**

EISENKOPF, A. ; BURGDORF, C.: Liberalisierung des Buslinienfernverkehrs in Deutschland / Zeppelin University Friedrichshafen, Studie im Auftrag des Verbands der Automobilindustrie e.V. (VDA). 2010. – Forschungsbericht

**Elbel 2007**

ELBEL, S.: *Experimental and analytical investigation of a two-phase ejector used for expansion work recovery in a transcritical R744 air-conditioning system*, University of Illinois at Urbana-Champaign, Diss., 2007.

**Elbel u. Lawrence 2016**

ELBEL, S. ; LAWRENCE, N.: Review of Recent Developments in Advanced Ejector Technolog. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 62, Elsevier Science B.V., 2016, S. 1 – 18.

**emp-papst 2011**

EBM-PAPST MULFINGEN GMBH & CO. KG: *Automotive - BL-DC Ventilatoren - Klimatisierung von Nutzfahrzeugen*. Katalog. Bachmühle 2, D - 74673 Mulfingen, 2011 [11.03.2014]. <https://www.ebmpapst.ch/media/content/branchen/bldc.pdf>

**Engerer u. Kunert 2015**

ENGERER, H. ; KUNERT, U.: Benzin und Diesel dominieren weiterhin im Straßenverkehr. In: *DWI Wochenblatt Nr. 36*, DWI Berlin - Deutsches Institut für Wirtschaftsforschung e.V., September 2015.

**Ennemoser u. a. 2012**

ENNEMOSER, A. ; SCHREIBER, H. ; PETUTSCHNIG, H.: Optimierte Betriebsstrategie für Nebenaggregate im Lkw. In: *Motortechnischen Zeitschrift - MTZ*, 2012 (73/03), S. 220 – 225.

**EPA 2013**

U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA (Hrsg.): *Global Warming Potentials and Ozone Depletion Potentials of some Ozone-Depleting Substances and Alternatives Listed by the SNAP Program - Table4: Motor Vehicle Air Conditioners (MVACs)*. <http://www.epa.gov/ozone/snap/subsgwps.html#Table%204>. Version: 2013 [16.02.2014].

**Esch 2010**

ESCH, T.: Trends in der Nutzfahrzeug-Antriebstechnik. In: *Motortechnischen Zeitschrift - MTZ*, 2010 (71/10), S. 652 – 658.

**Fang u. a. 2001**

FANG, X. ; BULLARD, C. W. ; HRNJAK, P.: Heat Transfer and Pressure Drop of Gas Coolers. In: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (Hrsg.): *ASHREA Transactions* Bd. 107, ASHRAE, 2001, S. 255 – 266.

**Feist 1994**

FEIST, W.: *Thermische Gebäudesimulation : kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze*. C.F. Müller Verlag, 1994. – ISBN 3-788-07486-8

**Ferdows 1989**

Schutzrecht US Patent Nr. 4835982 A: Evaporative cooling system ( 6 Juni 1989). FERDOWS, H. (Erfinder); Sütrack Air Conditioning Sales Corporation (Anmelder).



**Ferdows 1994**

Schutzrecht US Patent Nr. 5.285.654: Evaporative cooling/heating system with roof-mounted water tank ( 26. Januar 1994). FERDOWS, H. (Erfinder); Süttrack Air Conditioning Sales Corporation (Anmelder).

**Feuerecker 2003**

Schutzrecht DE10161238A1: Niederdrucksammler, insbesondere für eine  $CO_2$ -Klimaanlage ( 26. Juli 2003). FEUERECCKER, G. (Erfinder); Behr GmbH & Co. (Anmelder).

**Fiorenzano 2010**

FIORENZANO DE ALBUQUERQUE, R.: *Untersuchung von Ejektor-Kälteanlagen beim Einsatz in tropischen Gebieten*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2010.

**Flögel u. a. 2000**

FLÖGEL, H.-H. ; KAUF, F. ; WAHL, D. ; FRÜHAUF, F.: Wärme- und Energiemanagement Gesamtfahrzeug Simulationstool VehEMent. In: DEUSSEN, N. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II* Haus der Technik, Expert-Verlag, Mai 2000 (Haus der Technik Fachbuch Band 4). – ISBN 3–8169–1866–2, S. 204 – 212

**Fontaras u. a. 2013**

FONTARAS, G. ; REXEIS, M. ; DILARA, P. ; HAUSBERGER, S. ; ANAGNOSTOPOULOS, K.: The Development of a Simulation Tool for Monitoring Heavy-Duty Vehicle  $CO_2$  Emissions and Fuel Consumption in Europe. In: *SAE International: International Conference Engines and Vehicles, Capri (I)*, Society of Automotive Engineers SAE, August 2013 (SAE Technical Paper Series 2013-24-0150).

**Forrest u. Bhatti 2002**

FORREST, W. O. ; BHATTI, M. S.: Energy Efficient Automotive Air Conditioning Systems. In: *SAE International: International Congress, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, Mai 2002 (SAE Technical Paper Series 2002-01-0229).

**Fredsted u. Juel 2004**

FREDSTED, J. ; JUEL, O.: Leistungsregelung von Verdichtern und Verflüssigerlüftern. In: *KI - Kälte, Luft- und Klimatechnik* Bd. 40, Pt. 10, 2004, S. 402 – 404.

**Freimann 2014**

FREIMANN, H.: Der E-Bus: Eine Idee geht auf Deutschland-Tournee. In: *VDI Nachrichten Nr. 45*, VDI Verlag, November 2014. – ISBN 4–190686–703008–45

**Friedrich u. Huth 2013**

FRIEDRICH, A. ; HUTH, P.: Mit  $CO_2$  klimafreundlich auf der Busspur. In: *KI - Kälte, Luft- und Klimatechnik* Bd. 19, Pt. 8/9, 2013, S. 42 – 44.

**Fröschle 2010**

FRÖSCHLE, M.: Entwicklung einer transkritischen  $CO_2$  Verdichterbaureihe für mittlere bis große Kälteleistungen. In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung*, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), 2010 (DKV-Tagungsbericht 37). – ISBN 978–3–932715–46–4

---

**Försterling 2003**

FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2003.

**Försterling 2018**

FÖRSTERLING, S.: *Nachrichten über Messaufbauten und Messungen an Kältemittelverdichtern und Klimatisierungssystemen in der Omnibusanwendung*. Persönliche Kommunikation, zuletzt vom 4. Januar 2018, TLK-Thermo GmbH, 2018.

**Fujii u. Watabe 1987**

FUJII, T. ; WATABE, M.: Laminar Film Condensation in the Subcritical Region - Gravity Controlled Condensation. In: *JSME Transactions* Bd. 53, JSEM - Japan Society of Mechanical Engineers, 1987, S. 1801 – 1806.

**García-Sánchez u. a. 2012**

GARCÍA-SÁNCHEZ, J. A. ; LOPEZ-MARTÍNEZ, J. M. ; LUMBRERAS-MARTÍNEZ, J. ; FLORES-HOLGADO, M. N.: Comparison of Life Cycle energy consumption and GHG emissions of natural gas, biodiesel and diesel buses of the Madrid transportation system. In: *Energy* Bd. 47, Pt. 1, Elsevier Science B.V., 2012, S. 174 – 198.

**GEA 2011**

GEA BOCK GMBH: *Fahrzeugverdichter für Bus-, Bahnklimatisierung und Transportkälte*. Katalog Mobile Anwendungen. Benzstr. 7, D - 72636 Frikenhausen, 2011 [09.01.2017]. [http://www.bock.de/Data/DocumentationFiles/09688\\_Mobiler%20Katalog\\_D.pdf](http://www.bock.de/Data/DocumentationFiles/09688_Mobiler%20Katalog_D.pdf)

**GEA 2013**

GEA BOCK GMBH: *Bock Leistungsregler*. Technische Dokumentation. Benzstr. 7, D - 72636 Frikenhausen, 2013 [09.01.2017]. <http://www.bock.de/Data/DocumentationFiles/Leistungsregler%20%2809900%29.pdf>

**Gebhardt 2002**

GEBHARDT, W. H.: *Deutsche Omnibusse*. Motorbuch Verlag, 2002. – ISBN 3-613-02140-4

**Gerndt u. Stellmacher 1989**

GERNDT, H. ; STELLMACHER, R.: Battery Powered Electric Buses. In: *Transportation Planning and Technology* Bd. 14, Pt. 3, Routledge, 1989, S. 217 – 225.

**Giakoumis u. Alafouzos 2010**

GIAKOUMIS, E. G. ; ALAFOUZOS, A. I.: Study of diesel engine performance and emissions during a Transient Cycle applying an engine mapping-based methodology. In: *Applied Energy* Bd. 87, Pt. 4, Elsevier Science B.V., 2010, S. 1358 – 1365.

**Gnielinski 1975**

GNIELINSKI, V.: Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. In: *Forschung im Ingenieurwesen - Engineering Research* Bd. 41, Pt. 1, Springer-Verlag, 1975, S. 8 – 16.

**Goetzler u. a. 2014a**

GOETZLER, W. ; ZOGG, R. ; YOUNG, J. ; JOHNSON, C.: Alternatives to Vapor-Compression HVAC Technology. In: *ASHRAE Journal* Bd. 56, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 2014, S. 12 – 23.

**Goetzler u. a. 2014b**

GOETZLER, W. ; ZOGG, R. ; YOUNG, J. ; JOHNSON, C. ; U.S. DEPARTMENT OF ENERGY OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY BUILDING TECHNOLOGIES OFFICE (Hrsg.): *Energy Savings Potential and RD&D Opportunities for Non-Vapor-Compression HVAC Technologies*. 2014 [06.03.2017]. <https://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f12/Non-Vapor%20Compression%20HVAC%20Report.pdf>

**Graaf 2002**

GRAAF, R. L. G.: *Simulation hybrider Antriebskonzepte mit Kurzzeitspeicher für Kraftfahrzeuge*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2002.

**Grady u. a. 2013**

GRADY, M. L. ; JUNG, H. ; KIM, Y. C. ; PARK, J. K. ; LEE, B. C.: Vehicle Cabin Air Quality with Fractional Air Recirculation. In: *SAE International: International Congress, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, August 2013 (SAE Technical Paper Series 2013-01-1494).

**Gräber 2014**

GRÄBER, M.: *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2014.

**Großmann 2013**

GROSSMANN, H.: *Pkw-Klimatisierung*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2013. – ISBN 978–3–642–39840–7

**Gumbel 1998**

GUMBEL, A.: AQUASPHERE - Der Solekühlsatz zur Busklimatisierung. In: *Klimatisierung von Schienenfahrzeugen und Omnibussen*, 5. *Karlsruher Fahrzeug-Klima-Symposium* TWK - Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, 1998, S. 95 – 103.

**Gungor u. Winterton 1986**

GUNGOR, K. E. ; WINTERTON, R. H. S.: A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 29, Pt. 3, Pergamon Press Ltd., 1986, S. 351 – 358.

**Gungor u. Winterton 1987**

GUNGOR, K. E. ; WINTERTON, R. H. S.: Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparison of Correlation with Data. In: *Chemical Engineering Research and Design* Bd. 65, Pt. 2, Elsevier Science B.V., 1987, S. 148 – 156.

**Guzella u. Onder 2010**

GUZELLA, L. ; ONDER, C. H.: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2010. – ISBN 978–3–642–10774–0

---

**Guzella u. Sciarretta 2007**

GUZELLA, L. ; SCIARRETTA, A.: *Vehicle Propulsion Systems*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2007.  
– ISBN 978-3-540-74691-1

**Haaf 1988**

HAAF, S.: Wärmeübertragung in Luftkühlern. In: STEIMLE, F. (Hrsg.) ; STEPHAN, K. (Hrsg.):  
*Handbuch der Kältetechnik* Bd. 6, Teil B, Springer-Verlag, 1988. – ISBN 978-3-642-82523-1

**Haase 2009**

HAASE, J. ; VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE (VDA) (Hrsg.): *Modellbasierte Systementwicklung*. Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT), 2009 (FAT-Schriftreihe Nr. 226).

**Hafner u. a. 2011**

HAFNER, A. ; FORSTERLING, S. ; BØ ANDREASSEN, H.E. ; WALNUM, H.T.: Air reversing HVAC unit for public trains. In: *Proceedings of the 25<sup>rd</sup> IIR International Congress of Refrigeration*, International Institute of Refrigeration - IIR, 2011.

**Hafner u. a. 2012**

HAFNER, A. ; FÖRSTERLING, S. ; BANASIAK, K.: Multi-Ejektoren Konzept für R-744 Supermarkt-Kälteanlagen. In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung*, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), 2012 (DKV-Tagungsbericht 39). – ISBN 978-3-932715-48-8

**Hafner u. a. 2014**

HAFNER, A. ; FÖRSTERLING, S. ; BANASIAK, K.: Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 43, Elsevier B.V., 2014, S. 1 – 13.

**Hassel u. a. 2005**

Schutzrecht WO 2005/032865 A1 (PTC/EP/2004/010270): Aufdachklimaanlage für ein Fahrzeug, insbesondere einen Omnibus ( 12. Mai 2005). HASSEL, K.-H. ; SCHÖN, S. ; MIROSLAV, V. (Erfinder); Thermo King Deutschland GmbH (Anmelder).

**Haupt 2013**

HAUPT, C.: *Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug*, Technische Universität München, Diss., 2013.

**Haycock u. a. 1978**

HAYCOCK, G.B. ; SCHWARTZ, G.J. ; WISOTSKY, D. H.: Geometric method for measuring body surface area: a height-weight formula validated in infants, children, and adults. In: *The Journal of Pediatrics* Bd. 93, Pt. 1, Elsevier Inc., 1978, S. 62 – 66.

**Heckenberger u. a. 2002**

HECKENBERGER, T. E. J. ; KRONER, P. ; WEINBRENNER, M. ; MANSKI, R. ; KEMLE, A.: Contribution of the Air Conditioning System to Reduced Power Consumption in Cars. In: *SAE International: Convergence 2008, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, Oktober 2002 (SAE Technical Paper Series 2008-21-0047).

**Heißing u. a. 2011**

HEISSING, B. ; ERSOY, M. ; GIES, S.: *Fahrwerkhandbuch*. 3. Auflage. Vieweg + Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-0821-9

**Hendriks 2002**

HENDRIKS, M.: Leistungsregelung von Hubkolben- und Schraubenverdichtern. In: *Kälte-Klima-Aktuell (KKA)* Bd. 5 und 6, Bauverlag BV, 2002.

**Heyl 2003**

HEYL, P.: Der effektive Einsatz des inneren Wärmeübertragers in transkritischen  $CO_2$ -Prozessen. In: *KI - Kälte, Luft- und Klimatechnik* Bd. 39, Pt. 8, 2003, S. 344 – 348.

**Hoepke u. a. 2008**

HOEPKE, E. ; BREUER, S. ; APPEL, W. ; BRÄHLER, H. ; DAHLHAUS, U. ; ESCH, T. ; KOPP, S. ; RHEIN, B. ; HOEPKE, E. (Hrsg.) ; BREUER, S. (Hrsg.): *Nutzfahrzeugtechnik*. 5. Auflage. Vieweg+Teubner, 2008. – ISBN 978-3-8348-0374-0

**Hoffman 1972**

HOFFMAN, G. A.: Electric Bus Designs for Urban Transportation. In: *Transportation Research* Bd. 3, Pt. 1, Pergamon Press, 1972, S. 49 – 58.

**Hoffmann 2017**

HOFFMANN, G.: Kältemittel für die mobile Klimatisierung. In: *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, Springer Verlag, Januar 2017 (119/01), S. 16 – 21.

**Homann 2015**

HOMANN, G.: *Energieeffizientes Heizen eines E-Fahrzeugs*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2015.

**Hucho 2008**

HUCHO, W.-H. (Hrsg.): *Aerodynamik des Automobils*. 5. Auflage. Vieweg+Teubner, 2008. – ISBN 978-3-528-03959-2

**Huth u. Maier 2015**

HUTH, P. ; MAIER, U.: Nachhaltige Klimatisierung bei Bussen / Deutsche Umwelthilfe e.V. Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU), Dezember 2015 (AZ:30576). – Forschungsbericht. –

**ifeu 2009**

KNÖRR, W. ; KUTZER, F. ; RDA - INTERNATIONALER BUSTOURISTIK VERBAND E.V. (Hrsg.): *Vergleichende Umweltbilanz des Reisebusses - Analyse der Umwelteinwirkungen verschiedener Reiseverkehrsmittel*. ifeu - Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg, 2009.

**ifeu 2017**

KNÖRR, W. ; ALLEKOTTE, M. ; BERGK, F.: *Umweltbilanz Fernlinienbus*. ifeu - Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg, 2017.

**Incropera u. a. 2007**

INCROPERA, F. P. ; DEWITT, D.P. ; BERGMAN, T. L. ; LAVINE, A. S.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6. Auflage. Wiley, 2007. – ISBN 978-0-471-45728-2

**Inokuty 1928**

INOKUTY, H.: Graphical Method of Finding Compression Pressure of  $CO_2$  Refrigerating Machine for Maximum Coefficient of Performance. In: *Proceedings of the 5th International Congress of Refrigeration*, 1928, S. 185 – 192.

---

**Iri u. a. 2000**

Schutzrecht WO 2000026538 A1): Compresseur Hybride ( 11. Mai 2000). IRI, K. ; SAKURAI, Y. ; NEGISHI, Y. ; TAMEGAI, M. (Erfinder); Bosch Automotive Systems Corporation (Anmelder).

**Isermann 2006**

ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung*. Vieweg Verlag, 2006. – ISBN 978-3-8348-0109-8

**Jagsch u. a. 2006**

JAGSCH, S. ; BLONDET, A.-M. ; KUSSMANN, C. ; MOSHAMMER, T.: Virtueller Versuch am Beispiel Klimatisierung. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *SIMVEC - Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau* Bd. 2, VDI Verlag, September 2006 (VDI-Berichte Nr. 1967). – ISBN 3-18-091967-1, S. 919 – 935.

**Jaruwongwittaya u. Chen 2012**

JARUWONGWITTAYA, T. ; CHEN, G.: Application of Two Stage Ejector Cooling System in a Bus. In: *Energy Procedia* Bd. 14, Elsevier Science B.V., 2012, S. 187 – 197.

**Jaybhay u. a. 2015**

JAYBHAY, S. K. ; NAGARHALLI, P. ; TADIGADAPA, S. ; HARI KAPOOR, S.: Energy Efficient Air Conditioned Buses. In: *SAE International: Symposium on International Automotive Technology 2015, Pune (IND)*, Society of Automotive Engineers SAE, Januar 2015 (SAE Technical Paper Series 2015-26-0044).

**Jensen u. Skogestad 2007a**

JENSEN, J. B. ; SKOGESTAD, S.: Optimal operation of simple refrigeration cycles: Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling. In: *Computers and Chemical Engineering* Bd. 31, Pt. 5-6, Elsevier B.V., 2007, S. 712 – 721.

**Jensen u. Skogestad 2007b**

JENSEN, J. B. ; SKOGESTAD, S.: Optimal operation of simple refrigeration cycles: Part II: Selection of controlled variables. In: *Computers and Chemical Engineering* Bd. 31, Pt. 12, Elsevier B.V., 2007, S. 1590 – 1601.

**Jossen u. Späth 1998**

JOSSEN, A. ; SPÄTH, V.: Simulation von Batterien und Batteriesystemen. In: SCHWABE, I. (Hrsg.) ; Design & Elektronik Entwicklerforum (Veranst.): *Begleittexte zum Entwicklerforum Batterien, Ladekonzepte & Stromversorgungsdesign* Design & Elektronik Entwicklerforum, WEKA Fachzeitschriften-Verlag, März 1998, S. 118 – 133.

**Kaiser u. a. 2013**

KAISER, C. ; BAUMGART, R. ; AURICH, J. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Konzepte für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Omnibusklimaanlagen. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *12. internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge*. Celle : VDI-Verlag, Juni 2013 (VDI-Berichte 2186). – ISBN 978-3-18-092186-0, S. 269 – 284

**Kaiser u. a. 2012a**

KAISER, C. ; FÖRSTERLING, S. ; STRUPP, C. ; LEMKE, N. ; SONNEKALB, M. ; KÖHLER, J.: Simulation zur verbrauchsorientierten Bewertung von Omnibus-Klimatisierungskonzepten. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges*

VIII. Berlin : Expert Verlag, Juni 2012 (Haus der Technik Fachbuch Band 125). – ISBN 978-3-8169-3145-4

#### **Kaiser u. a. 2012b**

KAISER, C. ; FÖRSTERLING, S. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Untersuchungen von Regelstrategien für die Omnibusklimatisierung mit Hilfe einer Gesamtfahrzeugsimulation. In: LIU-HENKE, X. (Hrsg.) ; BUCHTA, R. (Hrsg.) ; QUANTMEYER, F (Hrsg.): *ASIM-Konferenz STS/GMMS*. Wolfenbüttel, 2012.

#### **Kaiser u. a. 2015**

KAISER, C. ; SCHRÖDER, A. ; RAABE, G.: Entwicklung eines  $CO_2$ -Ejektorkreislaufs für eine umschaltbare Wärmepumpen-Klimaanlage für Omnibusklimaanlagen / Deutsche Bundesstiftung Umwelt - DBU. 2015 (AZ: 30270). – Forschungsbericht

#### **Kaiser u. a. 2012c**

KAISER, C. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J. ; SONNEKALB, M.: Verbrauchseffiziente Regelungs- und Verschaltungskonzepte für Omnibusklimaanlagen. In: DEUTSCHER KÄLTE- UND KLIMATECHNISCHER VEREIN E.V. (DKV) (Hrsg.): *DKV-Tagungsberichte 2012*. Würzburg : Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), November 2012 (DKV-Tagungsbericht 39). – ISBN 978-1-62-748271-4

#### **Kaiser 1996**

KAISER, H.: Verdichter für natürliche Kältemittel ( $CO_2$ /Kohlenwasserstoffe) in Nutzfahrzeugen und Omnibussen. In: REICHEL, J. (Hrsg.): *Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln*, C. F. Müller Verlag, April 1996. – ISBN 3-7880-7567-8, S. 79 – 97

#### **Kakade 2015**

KAKADE, R. S.: Least-Enthalpy Based Control of Cabin Air Recirculation. In: *SAE International: International Congress, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, 2015 (SAE Technical Paper Series 2015-01-0372).

#### **Kamuf 2002**

Schutzrecht DE 100 46 935 A1: Heiz- und gegebenenfalls Klimagerät für Nutzfahrzeuge, z.B. Omnibusse ( 25. April 2002). KAMUF, K. (Erfinder); Thermo King Deutschland GmbH (Anmelder).

#### **Karl 2006**

KARL, C.: Erstellung eines Simulationsmodells eines Fern-LKW-Motors in FLOWMASTER auf Grundlage von Messergebnissen zur Untersuchung von hydraulischen Größen in Teilkreisen. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V* Haus der Technik, Expert-Verlag, Mai 2006 (Haus der Technik Fachbuch Band 68). – ISBN 3-8169-2651-7, S. 88 – 113

#### **Kauf 1999a**

KAUF, F.: Determination of the optimum high pressure for transcritical  $CO_2$ -refrigeration cycles. In: *International Journal of Thermal Sciences* Bd. 38, Pt. 4, Nr. 3352, Elsevier Science B.V., 1999, S. 325 – 330.

---

## KBA 2012

KBA KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (Hrsg.): *Neuzulassungen im Jahr 2012 nach Fahrzeugklassen.* [https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/FahrzeugklassenAufbauarten/2012/2012\\_n\\_fzkl\\_eckdaten\\_absolut.html?nn=744668](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/FahrzeugklassenAufbauarten/2012/2012_n_fzkl_eckdaten_absolut.html?nn=744668).  
Version: 2012 [20.08.2017].

## KBA 2013

KBA KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (Hrsg.): *Projektbericht über Versuche mit Fahrzeugen zur Entflammung und HF-Exposition mit Fahrzeugklimaanlagen bei Verwendung von R1234yf.* [http://www.kba.de/DE/Presse/Archiv/Kaeltemittel/abschlussbericht\\_pdf.pdf?\\_\\_blob=publicationFile&v=3](http://www.kba.de/DE/Presse/Archiv/Kaeltemittel/abschlussbericht_pdf.pdf?__blob=publicationFile&v=3). Version: 2013 [20.08.2017].

## KBA 2017a

KBA KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (Hrsg.): *Bestand an Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern in den Jahren 1960 bis 2017 nach Fahrzeugklassen.* [https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/FahrzeugklassenAufbauarten/b\\_fzkl\\_zeitreihe.html?nn=652402](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/FahrzeugklassenAufbauarten/b_fzkl_zeitreihe.html?nn=652402).  
Version: 2017 [20.08.2017].

## KBA 2017b

KBA KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (Hrsg.): *Neuzulassungen im Jahr 2016 nach Fahrzeugklassen.* [https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/FahrzeugklassenAufbauarten/2016\\_n\\_fzkl\\_eckdaten\\_pkw\\_dusl.html?nn=652406](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/FahrzeugklassenAufbauarten/2016_n_fzkl_eckdaten_pkw_dusl.html?nn=652406).  
Version: 2017 [20.08.2017].

## Kegl 2008

KEGL, B.: Effects of biodiesel on emissions of a bus diesel engine. In: *Bioresource Technology* Bd. 99, Pt. 4, Elsevier Ltd., 2008, S. 863 – 873.

## Kemle u. a. 2007

KEMLE, A. ; MANSKI, R. ; WEINBRENNER, M.: Senkung des Kraftstoffverbrauchs der Klimaanlage. In: HOFHAUS, J. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *PKW-Klimatisierung V* Haus der Technik, Expert-Verlag, September 2007 (Haus der Technik Fachbuch Band 90). – ISBN 978-3-8169-2766-2, S. 23 – 33.

## Kettner u. Okura 1991

KETTNER, D. ; OKURA, E.: The Development of a Calculation Model to Estimate the Heat Flow by Heat Transfer and Sun Radiation into Passenger Cars. In: *SAE International: Passenger Car Meeting and Exposition, Nashville (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, September 1991 (SAE Technical Paper Series 911932).

## Käfer 1998

KÄFER, O.: Pkw-Klimatisierung - Umluftautomatik mit Feuchteregelung im Fahrzeuginnenraum. In: *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, Springer Verlag, Juni 1998 (100/06), S. 436 – 443.

## Khayyam u. a. 2011

KHAYYAM, H. ; KOUZANI, A. Z. ; HU, E. J. ; NAHAVANDI, S.: Coordinated energy management of vehicle air conditioning system. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 31, Pt. 5, Elsevier Science B.V., 2011, S. 750 – 764.



### **Köhler 2011**

KÖHLER, J. - MITARBEIT AN: UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME - UNEP (Hrsg.): *Montreal Protocol On Substance that Deplete the Ozone Layer / 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*. 2010 Assessment, Februar 2011. – ISBN 978-9966-20-002-0

### **Köhler 2015**

KÖHLER, J. - MITARBEIT AN: UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME - UNEP (Hrsg.): *Montreal Protocol On Substance that Deplete the Ozone Layer / 2014 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*. 2010 Assessment, Februar 2015. – ISBN 978-9966-076-09-0

### **Köhler 1988**

KÖHLER, J.: Prima Klima in Bus und Lkw - Zur Klimatisierung von Lkw, Omnibussen und Nutzfahrzeugen. In: *Die Kälte und Klimatechnik* Bd. 41, Heft 5 - 8, Gentner Verlag, Mai bis August 1988, S. 200 – 206, S. 280 – 284, S. 306 – 312, S. 350 – 356.

### **Köhler 1995**

KÖHLER, J.: Carbon Dioxide as a Refrigerant for Vehicle Air Conditioning with Application to Bus Air Conditioning. In: *International CFC and Halon Alternatives Conference and Exhibition*, Alliance for Responsible CFC Policy, 1995, S. 376 – 385.

### **Köhler 2014**

KÖHLER, J: *Skriptum zur Vorlesung Wärme- und Stoffübertragung*. Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik, 2014.

### **Köhler u. a. 1990**

KÖHLER, J. ; KÜHN, B. ; SONNEKALB, M. ; BEER, H.: Numerical Calculation of the Distribution of Temperature and Heat Flux in Buses under the Influence of the Vehicle Air-Conditioning System. In: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (Hrsg.): *ASHREA Transactions* Bd. 96, Pt. 1, Nr. 3352, ASHRAE, 1990, S. 432 – 446.

### **Köhler u. a. 2007**

KÖHLER, J. ; RICHTER, C. ; TEGETHOFF, W. ; TISCHENDORF, C.: Experimental and theoretical study of a CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle (Vortrag). In: *VDA Winter Meeting Saalfelden*, 2007.

### **Köhler u. Sonnekalb 1996a**

KÖHLER, J. ; SONNEKALB, M.: Kohlendioxid als Kältemittel für Omnibus-Klimaanlagen. In: REICHELT, J. (Hrsg.): *Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln*, C. F. Müller Verlag, April 1996. – ISBN 3-7880-7567-8, S. 43 – 63.

### **Köhler u. Sonnekalb 1996b**

Schutzrecht EP 0 876 576 B1 (PTC/DE96/00140, WO 97/27437): Kompressionskälteanlage ( 26. Januar 1996). KÖHLER, J. ; SONNEKALB, M. (Erfinder); Konvekta AG (Anmelder).

---

**Köhler u. Sonnekalb 1998**

KÖHLER, J. ; SONNEKALB, M.: Feldversuche mit  $CO_2$ -Omnibus-Klimaanlagen. In: REICHELT, J. (Hrsg.) ; TWK - Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH (Veranst.): *5. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium - Klimatisierung von Schienenfahrzeugen und Omnibussen* TWK - Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH, 1998, S. 104 – 117.

**Köhler u. a. 1998**

KÖHLER, J. ; SONNEKALB, M. ; LAUTERBACH, B.: Kohlendioxid als Kältemittel für Bus-Klimaanlagen. In: *KI - Kälte, Luft- und Klimatechnik* Bd. 34, Pt. 4, 1998, S. 194 – 197.

**Kühnel u. Kettner 2000**

KÜHNEL, W. ; KETTNER, D.: Energieverbrauchssenkung von Fahrzeugklimaanlagen durch Enthalpie-Regelung. In: SCHLENZ, D. (Hrsg.): *Pkw-Klimatisierung*, Expert-Verlag, 2000. – ISBN 3-8169-1818-2, S. 46 – 55

**Kim u. a. 2014**

KIM, M. S. ; SHIN, C. S. ; KIM, M. S.: A study on the real time optimal control method for heat rejection pressure of a  $CO_2$  refrigeration system with an internal heat exchanger. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 48, Elsevier Ltd. and IIR, 2014, S. 87 – 99.

**Kirsamer 1998**

KIRSAMER, J. P.: Busklimaanlagen - heute und in Zukunft. In: *Klimatisierung von Schienenfahrzeugen und Omnibussen, 5. Karlsruher Fahrzeug-Klima-Symposium* TWK - Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, 1998, S. 65 – 75.

**Klein u. a. 2000**

KLEIN, S. A. ; REINDL, D. T. ; BROWNELL, K.: Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 23, Pt. 8, Elsevier Ltd. and IIR, 2000, S. 588 – 596.

**Koch 2009**

Schutzrecht WO2009/036788A1 (PTC/EP2007/008162): Condenser having a Sub-Cooler Unit ( 26. März 2009). KOCH, K. (Erfinder); Carrier Corporation (Anmelder).

**Kondlikar 1990**

KONDLIKAR, S. G.: A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. In: *International Journal of Heat Transfer* Bd. 112, Pt. 1, ASME - The American Society of Mechanical Engineers, 1990, S. 219 – 228.

**Kondou u. Hrnjak 2011**

KONDOU, C. ; HRNJAK, P.: Heat Rejection from  $R744$  Flow Under Uniform Temperature Cooling in a Horizontal Smooth Tube around the Critical Point. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 34, Elsevier Science B.V., 2011, S. 1293 – 1301.

**Konrad u. a. 2013**

KONRAD, M. ; BARROIS, B. ; MÜLLER, J. ; RIVAS-ZÖLLER, C.: Verbesserung der Energieeffizienz von Bussen durch innovative Elektrik/Elektronik Systeme. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *12. Internationale Fachtagung - Nutzfahrzeuge*, VDI Verlag, Juni 2013 (VDI-Berichte Nr. 2186). – ISBN 978-3-18-092186-0, S. 245 – 256.

**Kopecka u. a. 2013**

KOPECKA, M. ; HEGAR, M. ; SULC, V. ; BERGE, J.: System Drop-In Test of Refrigerant Blend N-13a and AC5 in Bus Air-Condition Unit Designed for R-134a / Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP). Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI), April 2013. – Test Report Nr. 12

**Kossel 2011**

KOSSEL, R.: *Hybride Simulation thermischer Systeme am Beispiel eines Reisebusses*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2011.

**Köppen u. Geiger 1936**

KÖPPEN, W. ; GEIGER, R.: *Handbuch der Klimatologie*. Gebrüder Borntraeger, 1936.

**Kräck u. a. 2015**

KRÄCK, J. ; JÖHRENS, J. ; HELMS, H.: *Ermittlung des realitätsnahen und nutzerspezifischen Energieverbrauchs aktueller Elektrofahrzeuge auf Basis individueller Fahrprofile und standardisierter Messdaten*. [https://www.ifeu.de/wp-content/uploads/Kraeck\\_2015\\_-\\_ifeu-Fahrzeugmodell\\_aus\\_Themenband\\_EHEE.pdf](https://www.ifeu.de/wp-content/uploads/Kraeck_2015_-_ifeu-Fahrzeugmodell_aus_Themenband_EHEE.pdf). Version: 2015.

**Krieg 1989**

KRIEG, W.: Aircondition in Omnibussen - Pneumatisches Proportionalventil regelt Verstellgetriebe. In: *Fluid* Bd. 23, Pt. 5, mi-Verlag, 1989, S. 38 – 40.

**Kruse 2013**

KRUSE, T.: *Erweitertes Reibwertmodell zur Berechnung von stufenlosen Umschlingungsgetrieben*, Universität Hannover, Diss., 2013.

**Kuberczyk u. a. 2013**

KUBERCZYK, R. ; KÖHLER, J. ; BLATTNER, S.: Emissionsreduzierung bei NFZ mit Dieselhybridantrieb. In: *Motortechnischen Zeitschrift - MTZ*, 2013 (74/3), S. 198 – 203.

**Kuitunen u. Kratzing 2014**

KUITUNEN, S. ; KRATZING, S.: HVACCO2SIM - Ein Tool zur simulativen Ermittlung des CO<sub>2</sub>-Emissionsanteils von Klimatisierungssystemen in Bussen. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX* Haus der Technik, Expert-Verlag, Juni 2014 (Haus der Technik Fachbuch Band 135). – ISBN 978-3-8169-3275-8, S. 272 – 284

**Kurata u. a. 2007**

KURATA, S. ; SUZUKI, T. ; OGURA, K.: Double-pipe Internal Heat Exchanger for Efficiency Improvement in Front Automotive Air Conditioning System. In: *SAE International: International Congress Thermal Systems & Management Systems, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, April 2007 (SP-2132, SAE Technical Paper Series 2007-01-1523).

**Lambers 2008**

LAMBERS, K. J.: *Das Kältesystem mit Admission (Economizer) mit besonderer Betrachtung der Verdichter nach Voorhees*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2008.

---

**Lampe u. a. 1985**

Schutzrecht DE 3344212 A1: Vorrichtung zur Klimatisierung des Innenraums eines Fahrzeuges ( 5. September 1985). LAMPE, C. ; SIMON, H. ; SCHMITT, C. H. (Erfinder); Konvekta GmbH (Anmelder).

**Lange 2010**

LANGE, A.: Hybrid Drives Development at Voith. In: INTELLIGENTE TRANSPORT UND VERKEHRSSYSTEME UND -DIENSTE NIEDERSACHSEN e.V. (Hrsg.): *7<sup>th</sup> Symposium Hybrid Vehicles, Electric Vehicles and Energy Management*, ITS Niedersachsen e.V., Februar 2010. – ISBN 978-3-937655-24-6, S. 25 – 38.

**Lawrence u. Elbel 2015**

LAWRENCE, N. ; ELBEL, S.: Mathematical Modeling and Thermodynamic Investigation of the Use of Two-Phase Ejectors for Work Recovery and Liquid Recirculation in Refrigeration Cycles. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 58, Elsevier Ltd and IIR, 2015, S. 41 – 52.

**Lawrence u. Elbel 2016**

LAWRENCE, N. ; ELBEL, S.: Experimental Comparison of the Performance of a  $CO_2$  Ejector Cycle for Transcritical and Subcritical Operation. In: *Proceeding of the 12<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on natural Working Fluids, Edingburgh (UK)*, Pub. Nr. 1085, International Institute of Refrigeration - IIR, 2016.

**Lechner u. Naunheimer 1999**

LECHNER, G. ; NAUNHEIMER, H.: *Automotive Transmissions*. Springer Verlag, 1999. – ISBN 3-540-65903-X

**Lemke u. Kosowski 2005**

LEMKE, N. ; KOSOWSKI, K.:  $CO_2$  Omnibusklimaanlage mit Sekundärkreislauf / Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik. Allianz Industrie Forschung AiF, März 2005 (KF 0309201K SR1). – Forschungsbericht. –

**Lemke 2005**

LEMKE, N. C.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel  $CO_2$* , Technische Universität Braunschweig, Diss., 2005.

**Lemke u. a. 2005**

LEMKE, N. C. ; TEGETHOFF, W. J. ; KÖHLER, J. ; HORSTMAN, P.: Expansion Device for R-744 Mac-Units. In: *SAE Proceedings: Vehicle Thermal Management Systems Conference - VTMS*, Society of Automotive Engineers SAE, Mai 2005 (SAE Technical Paper Series 2005-01-2041).

**Leonhard u. a. 2009**

LEONHARD, R. ; PARCHE, M. ; ALVAREZ-AVILA, C. ; KRAUSS, J. ; ROSENAU, B.: Druck-übersetztes Common-Rail-System für Nutzfahrzeuge. In: *Motortechnischen Zeitschrift - MTZ*, Springer Automotive Media, Juli 2009 (70/05), S. 368 – 375.

**L'Huillier u. Peral-Antunez 2011**

L'HUILLIER, J ; PERAL-ANTUNEZ, E. ; AUTOMOTIVE ENGINEERS SAE, Society of (Hrsg.): *Renault experiences with zeotropic blend for MAC*. Präsentation vom SAE International: Alternative Refrigerant and System Efficiency Symposium, Scottsdale, Arizona (USA), September 2011.

**Li 2006**

LI, D.: *Investigation of an ejector-expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle for military ECU applications*, Purdue University, Diss., 2006.

**Liao u. Jakobsen 1998**

LIAO, S. M. ; JAKOBSEN, A.: Optimal heat rejection pressure in transcriptional carbon dioxide air conditioning and heat pump systems. In: *Refrigeration Science and Technology. Natural Working Fluids*, International Institut of Refrigeration (IIR), 1998, S. 346 – 356.

**Liao u. Jakobsen 2000**

LIAO, T. S. S. M. and Zhao Z. S. M. and Zhao ; JAKOBSEN, A.: A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressure in Transcritical Carbon Dioxid Cycles. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 20, Pt. 9, Elsevier, 2000, S. 831 – 841.

**Linnig Antriebstechnik GmbH 1993**

LINNIG ANTRIEBSTECHNIK GMBH: *Variocomp LR 1.7.2*. Montage- und Reparaturanleitung. Riedheimer Straße 5, D - 88677 Markdorf, 1993.

**Liu u. a. 2005**

LIU, H. ; CHEN, J. ; CHEN, Z.: Experimental investigation of a  $CO_2$  automotive air conditioner. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 28, Pt. 8, Elsevier Science B.V., 2005, S. 1293 – 1301.

**Looman 2009**

LOOMAN, J.: *Zahnradgetriebe*. 3. Auflage. Springer-Verlag, 2009. – ISBN 978-3-540-89459-9

**Lorentzen 1983**

LORENTZEN, G.: Throttling, the internal haemorrhage of the refrigeration process. In: *Institute of Refrigeration* Bd. 80, Elsevier Science B.V., 1983, S. 39 – 47.

**Lorentzen 1990**

Schutzrecht WO 1990/007683 A1: Transcritical Vapour Compression Cycle Device ( 12. Juli 1990). LORENTZEN, G. (Erfinder); SINVENT AS (Anmelder).

**Lorentzen u. Pettersen 1993**

LORENTZEN, G. ; PETTERSEN, J.: A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 16, Pt. 1, Elsevier Science B.V., 1993, S. 4 – 12.

**Low u. Schwennesen 2014**

LOW, R. E. ; SCHWENNESEN, K.: Neue Kältemittelgemische mit niedrigem Treibhauspotenzial. In: *KI - Kälte, Luft- und Klimatechnik* Bd. 50, Pt. 11, 2014, S. 32 – 36.

**Lubischer u. a. 2008**

LUBISCHER, F. ; PICKENHAHN, J. ; GESSAT, J. ; GILLES, L.: Kraftstoffsparpotenzial durch Lenkung und Bremse. In: *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, Springer Verlag, November 2008 (110/11), S. 996 – 1005.

---

**Lucas 2015**

LUCAS, C.: *Untersuchungen der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO<sub>2</sub> Ejektoren*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2015.

**Lunanova 2009**

LUNANOVA, M.: *Optimierung von Nebenaggregaten*. Vieweg + Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2009. – ISBN 978-3-8348-0730-4

**Lund u. a. 2008**

LUND, C. ; MAISTER, W. ; LANGE, C. ; BEYER, B.: Innovation durch Co-Simulation. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI* Haus der Technik, Expert-Verlag, Mai 2008 (Haus der Technik Fachbuch Band 93). – ISBN 978-3-8169-2820-1, S. 163 – 187.

**Mahrmann 2003**

Schutzrecht WO 2000026538 A1: Hybrid compressor with bearing clutch assembly ( 28. Oktober 2003). MAHRMANN, R. J. (Erfinder); Visteon Global Technologies, Inc. (Anmelder).

**MAK- und BAT-Werte-Liste 2016**

DEUTSCHE FORSCHUNGSGEMEINSCHAFT (DFG) (Hrsg.): *MAK- und BAT-Werte-Liste 2016: Maximale Arbeitsplatzkonzentrationen und Biologische Arbeitsstofftoleranzwerte*. Mitteilung 52. Wiley-VCH Verlag, 2016. – ISBN 978-3-527-34218-1

**Mallak 2007**

Schutzrecht DE4448004B4: Klimagerät ( 8. Februar 2007). MALLAK, A. J. (Erfinder); Carrier Sütrak GmbH (Anmelder).

**Mathur 2009**

MATHUR, G. D.: Experimental Investigation with Cross Fluted Double-Pipe Suction Line Heat Exchanger to Enhance AC System Performance. In: *SAE International: Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, Society of Automotive Engineers SAE, April 2009 (SAE Technical Paper Series 2009-01-0970).

**Mathur 2011**

MATHUR, G. D.: Enhancing AC System Performance with a Suction Line Heat Exchanger with Refrigerant HFO-1234yf. In: *SAE International: World Congress 2011, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, 2011 (SAE Technical Paper Series 2011-01-0133).

**Mayer 1997**

MAYER, H.: Technischer Stand der Busklimatisierung. In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung*, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), 1997 (DKV-Tagungsbericht 24). – ISBN 3-922429-66-1, S. 334 – 360.

**Mayer 2013**

MAYER, H. W.: Busse werden bereits mit CO<sub>2</sub> gekühlt. In: *VDI Nachrichten Nr. 25*, VDI Verlag, Juni 2013. – ISBN 4-190686-703008-25

**Mayer 2012**

MAYER, J.: Internal Heat Exchanger Heat Transfer and Pressure Drop Effect on System Performance and Compressor Discharge Temperature. In: *SAE International: World Congress & Exhibition, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, 2012 (SAE Technical Paper Series 2012-01-0318).

**Mayinger 1982**

MAYINGER, F.: *Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen*. Springer Verlag, 1982. – ISBN 3-211-81668-2

**McAdams u. a. 1942**

MCADAMS, W. H. ; WOODS, W. K. ; HEROMAN, L. C.: Vaporization inside horizontal tubes-II-benzene-oil mixtures. In: *Trans. ASME* Bd. 64, Pt. 3, The American Society of Mechanical Engineers, 1942, S. 193 – 200.

**Merker u. a. 2011**

MERKER, G. P. ; SCHWARZ, C. ; R., Teichmann: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 5. Auflage. Vieweg + Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1393-0

**METEONORM 2016**

METEONORM: *Software zur Bestimmung weltweiter Wetterdaten*. Meteotest, Version: 7.1.10 [Computer Software]. Bern (Schweiz) 2016.

**Meyer u. a. 2002**

MEYER, R. ; BRAUN, H. ; REHAGE, R. ; WEIMANN, H.: Generatoren und Starter. In: ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Gelbe Reihe - Fachwissen Kfz-Technik*, 2002. – ISBN 3-7782-2028-4

**Möhlenkamp 2017**

MÖHLENKAMP, A. H. W.: *Untersuchung zweistufiger Transportkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2017.

**Middleton u. Thomas 1997**

MIDDLETON, N. J. ; THOMAS, D. S. G.: *United Nations Environmental Programme (UNEP): World Atlas of Desertification*. 2. Auflage. Arnold, Hodder Headline, PLC, 1997. – ISBN 0-3406-9166-2

**Mitschke u. Wallentowitz 1995**

MITSCHE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Springer Verlag, 1995. – ISBN 3-540-42011-8

**Müller u. a. 2006**

MÜLLER, E. ; WEISKIRCH, C. ; BACH, E. ; EMMRICH, A. T. S. T. Schneemann: Homogene Dieselerbrennung - Verfahren zur Emissionsreduzierung (Teil 2: Untersuchungen am Nfz-Motor). In: *Motortechnische Zeitschrift - MTZ*, 2006 (67/11), S. 906 – 917.

**Mollenhauer u. Tschöke 2007**

MOLLENHAUER, K. ; TSCHÖKE, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Auflage. Springer Verlag, 2007. – ISBN 978-3-540-72164-2

---

**Monsour 2008**

KHAMIS MONSOUR, M. ; MUSA, M. N. ; WAN HASSAN, M. N. ; SAQR, K. M.: Development of novel control strategy for multiple circuit roof top bus air conditioning system in hot humid countries. In: *Energy Conversion and Management* Bd. 49, Pt. 6, Elsevier Science B.V., 2008, S. 1455 – 1468.

**Mosteller 1987**

MOSTELLER, R. D.: Simplified Calculation of Body-Surface Area. In: *New England Journal of Medicine* Bd. 317, Pt. 17, NEJM Group, 1987, S. 1098 – 1098.

**Mousavi u. Nikdel 2014**

MOUSAVI, G. ; NIKDEL, M.: Various battery models for various simulation studies and applications. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Bd. 32, Elsevier Science B.V., 2014, S. 477 – 485.

**Muncrief u. a. 2012**

MUNCRIEF, R. L. ; CRUZ, M. ; NG, H. ; HAROLD, M.: Impact of Auxiliary Loads on Fuel Economy and Emissions in Transit Bus Applications. In: *SAE International: World Congress & Exhibition, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, 2012 (SAE Technical Paper Series 2012-01-1028 ).

**Ünal 2015**

ÜNAL, Ş.: Determination of the ejector dimensions of a bus air-conditioning system using analytical and numerical methods. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 90, Elsevier Science B.V., 2015, S. 110 – 119.

**Ünal u. Yilmaz 2015**

ÜNAL, Ş. ; YILMAZ, T.: Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 79, Elsevier Ltd., 2015, S. 108 – 116.

**Navarro-Esbrí u. a. 2012**

NAVARRO-ESBRÍ, J. ; MENDOZA-MIRANDA, J.M. ; MOTA-BABILONI, A. ; BARRAGÁN-CERVERA, A. ; BELMAN-FLORES, J.M.: Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 36, Elsevier Ltd. and IIR, 2012, S. 870 – 880.

**Nelson u. Hrnjak 2002**

NELSON, S. M. ; HRNJAK, P. S.: Improved R134A Mobile Air Conditioning Systems / Air Conditioning and Refrigeration Center - ACRC. University of Illinois, 2002 (ACRC CR-45). – Forschungsbericht

**Neunheimer u. a. 2007**

NEUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; LECHNER, G.: *Fahrzeuggetriebe*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2007. – ISBN 3-540-57423-9

**Nutzfahrzeugstudie 2016**

ADOLF, J. ; BALZER, C. ; HAASE, F. ; LENZ, B. ; LISCHKE, A. ; KNITSCHKY, G. ; SHELL DEUTSCHLAND OIL GMBH (Hrsg.): Shell Nutzfahrzeug-Studie: Diesel oder Alternative Antriebe - Womit Fahren Lkw und Busse Morgen? / Shell Deutschland und Institut für Verkehrsforschung,



Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR). 2016. – Studie im Auftrag von Shell Deutschland Oil GmbH

**Oberfell 2015**

OBERFELL, R.: *Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug*, Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), Diss., 2015.

**Park u. a. 2015**

PARK, C. ; LEE, H. ; HWANG, Y. ; RADERMACHER, R.: Recent advances in vapor compression cycle technologies. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 60, Elsevier Science B.V., 2015, S. 118 – 134.

**Parsegian 1969**

PARSEGIAN, A.: A Hybrid Bus for intracity Transportation. In: *Transportation Research* Bd. 3, Pt. 3, Pergamon Press, 1969, S. 307 – 315.

**Patankar 1980**

PATANKAR, S. V.: *Numerical heat transfer and fluid flow*. Taylor & Francis, 1980. – ISBN 0-8911-6522-9

**Peñarrocha u. a. 2014**

PEÑARROCHA, I. ; LLOPIS, R. ; TARREGA, L. ; SANCHEZ, D. ; CABELLO, R.: A new approach to optimize the energy efficiency of CO2 transcritical refrigeration plants. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 54, Pt. 2, Elsevier Ltd., 2014, S. 528 –535.

**Peral-Antunez 2011**

PERAL-ANTUNEZ, E. ; SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS SAE (Hrsg.): *Recent Experience in MAC System Development - New Alternative Refrigerant Assessment*. Präsentation vom SAE International Alternative Refrigerant and System Efficiency Symposium, Scottsdale, Arizona (USA), September 2011.

**Peral-Antunez 2012**

PERAL-ANTUNEZ, E. ; SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS SAE (Hrsg.): *MAC Refrigerant Blend Cooperative Research Program Update*. Präsentation vom SAE International Thermal Management Systems Symposium, Scottsdale, Arizona (USA), September 2012.

**Peral-Antunez 2013**

PERAL-ANTUNEZ, E. ; SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS SAE (Hrsg.): *MAC Refrigerant Blend Cooperative Research Program Phase III update & final conclusions*. Präsentation vom SAE International Thermal Management Systems Symposium, Troy, Michigan (USA), September 2013.

**Peral-Antunez 2014**

PERAL-ANTUNEZ, E. ; SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS SAE (Hrsg.): *Renault and Nissan overview on R-445A (AC-6) as MAC refrigerant*. Präsentation vom SAE International: Thermal Management Systems Symposium, Denver, Colorado (USA), September 2014.

---

**Pesaran u. a. 1992**

PESARAN, A. A. ; PARENT, Y. O. ; BHARATHAN, D.: Non-CFC Air Conditioning for Transit Buses. In: *SAE International: Truck and Bus, Meeting & Exposition, Toledo (E)*, Society of Automotive Engineers SAE, November 1992 (SAE Technical Paper Series 922459).

**Peter 2011**

PETER, K.: Innovative Kupplungssysteme zum Schalten von Nebenaggregaten schwerer Dieselmotoren. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *11. Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge*, VDI Verlag, Mai 2011 (VDI-Berichte Nr. 2128). – ISBN 978–3–18–092128–0, S. 431 – 437

**Peteranderl 2018**

PETERANDERL, C.: *Nachrichten über Messaufbauten und Messungen an elektrischen Bordnetzsystemen in der Omnibusanwendung sowie über Forschung und Neuentwicklungen in der Omnibusklimatisierung*. Persönliche Kommunikation, zuletzt vom 10. April 2018, MAN Truck & Bus AG, 2018.

**Petermann 1988**

PETERMANN, H.: *Einführung in die Strömungsmaschinen*. 3. Auflage. Springer, 1988. – ISBN 3–540–18326–4

**Pettersen u. a. 2000**

PETTERSEN, J. ; RIEBERER, R. ; MUNKEJORD, S. T.: Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO<sub>2</sub> in microchannel tubes / Sintef Enegy Research and Norwegian University of Science and Technology. Department of Refrigeration and Air Conditioning, Februar 2000 (AZ:10833). – Forschungsbericht

**Pettersen u. Skaugen 1994**

PETTERSEN, J. ; SKAUGEN, G.: Operation of Trans-Critical CO<sub>2</sub> Vapour Compression Circuits in Vehicle Air Conditioning. In: *Refrigeration Science and Technology. New applications of natural working fluids in refrigeration and air conditioning*, International Institut of Refrigeration (IIR), 1994, S. 495 – 506.

**Pettersson u. Johansson 2006**

PETTERSSON, N. ; JOHANSSON, K. H.: Modelling and Control of Auxiliary Loads in Heavy Vehicles. In: *International Journal of Control* Bd. 79, Pt. 5, Taylor & Francis, Mai 2006, S. 479 – 495.

**Pfleiderer u. Petermann 2005**

PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H.: *Strömungsmaschinen*. 7. Auflage. Springer, 2005. – ISBN 978–3–540–22173–9

**Pietz 1992**

PIETZ, A.: *Betriebsverhalten von CVT -Riementrieben für den Antrieb von Automobilen*, Universität Hannover, Diss., 1992.

**Pischinger u. a. 2002**

PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2. Auflage*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2002. – ISBN 3–211–83679–9

**Polifke u. Kopitz 2009**

POLIFKE, W. ; KOPITZ, J.: *Wärmeübertragung*. 2. Auflage. Pearson Studium, 2009. – ISBN 978-3-8273-7349-6

**Pomme 1999**

POMME, V.: Improved Automotive A/C Systems Using a New Forced Subcooling Technique. In: *SAE International: International Congress, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, Mai 1999 (SAE Technical Paper Series 1999-01-1192).

**Pottker 2012**

POTTKER, G.: *Potentials for COP Increase in Vapor Compression Systems*, University of Illinois at Urbana-Champaign, Diss., 2012.

**Preissner u. a. 2000**

PREISSNER, M. ; CUTLER, B. ; RADERMACHER, R. ; ZHANG, C. A.: Suction Line Heat Exchanger for R134a Automotive Air-Conditioning System. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue University, 2000, Paper Nr. 494.

**Preissner u. a. 2001**

PREISSNER, M. ; RADERMACHER, R. ; ZHANG, C. ; DICKSON, T.: R134A Suction Line Heat Exchanger in Different Configurations of Automotive Air-Conditioning Systems. In: *SAE Proceedings: Vehicle Thermal Management Systems Conference - VTMS*, Society of Automotive Engineers SAE, Mai 2001 (SAE-P-363 and SAE Technical Paper Series 2001-01-1694). – ISBN 0768007798, S. 31 – 36.

**Qureshi u. Zubair 2013**

QURESHI, B. A. ; ZUBAIR, S. M.: Mechanical sub-cooling vapor compression systems: Current status and future directions. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 36, Pt. 8, Elsevier Ltd. and IIR, 2013, S. 2097 – 2110.

**Raabe 2011**

RAABE, G.: Untersuchung eines  $CO_2$ -Ejektorkreislaufs für Omnibusklimaanlagen / Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik. Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU), 2011 (AZ:27385). – Forschungsbericht

**Raabe 2017**

RAABE, G.: *Molecular Simulation Studies on Thermophysical Properties*. Springer Verlag, 2017. – ISBN 978-981-10-3544-9

**Raiser 2005**

RAISER, H.: *Untersuchung des transienten Verhaltens von  $CO_2$ -PKW-Klimaanlagen mit Niederdrucksammler*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2005.

**Ranson 2015**

RANSON, J. ; R744.COM (Hrsg.): *Busworld 2015 showcases advancements in  $CO_2$  MAC technology*. [http://www.r744.com/articles/7602/iiar\\_developing\\_safety\\_standard\\_for\\_co2](http://www.r744.com/articles/7602/iiar_developing_safety_standard_for_co2). Version: 2015 [21.01.2017].

---

**Rauchfuß u. Hindorf 2008**

RAUCHFUSS, L. ; HINDORF, K.: Einfluss und Potenzial von Nebenaggregaten auf den Kraftstoffverbrauch. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *VDI Tagung: Energieeinsparung durch Elektronik im Fahrzeug*, VDI Verlag, 2008 (VDI-Berichte Nr. 2033). – ISBN 978-3-18-092033-7, S. 185 – 198.

**Recknagel u. Sprenger 2011**

RECKNAGEL, H. ; SPRENGER, E. ; SCHRAMEK, E.-R. (Hrsg.): *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik : einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik*. 75. Auflage. Oldenburg Industrieverlag, 2011. – ISBN 3-8356-3200-0

**Reif 2011**

REIF, K.: *Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*. Vieweg + Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1598-9

**Remund u. a. 2015**

REMUND, J ; MÜLLER, S. ; KUNZ, S. ; HUGUENIN-LANDL, B. ; SCHMID, C. ; SCHILTER, C.: *meteonorm - Global Meteorological Database, Handbook Part I and II*. Version 7.1. Fabrikstrasse 14, CH - 3012 Bern, Schweiz: Meteotest, 2015.

**Richter 2008**

RICHTER, C.: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2008.

**Richtlinie 1999/96/EG 2000**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 1999/96/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Dezember 1999 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel aus Selbstzündungsmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen und die Emission gasförmiger Schadstoffe aus mit Erdgas oder Flüssiggas betriebenen Fremdzündungsmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 88/77/EWG des Rates*. Februar 2000 (L 44/1).

**Richtlinie 2001/85/EG 2001**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2001/85/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. November 2001 über besondere Vorschriften für Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit mehr als acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz und zur Änderung der Richtlinien 70/156/EWG und 97/27/EG*. November 2001 (L 0085).

**Richtlinie 2006/40/EG 2006**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2006/40/EG des europäischen Parlamentes und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates*. Juni 2006 (L 161).

**Richtlinie 2007/46/EG 2011**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 5. September 2007 zur Schaffung*

*eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge.* Februar 2011 (L 0046).

**Rieberer u. Halozan 1998**

RIEBERER, R. ; HALOZAN, H.: CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater: Simulation and Test Results. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue University, 1998, Paper Nr. 400, S. 133 – 138.

**Rietschel 1994**

RIETSCHER, H. ; EDSORN, H. (Hrsg.): *Raumklimatechnik, Band 1: Grundlagen*. 16. Auflage. Springer Verlag, 1994. – ISBN 978-3-540-54466-6

**Rindsfüßer 2008**

RINDSFÜßER, M.: Konzeptuntersuchung CO<sub>2</sub>-Citysphere: Möglichkeiten der Verwendung von R744 in Stadtbusklimaanlagen. In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung*, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), 2008 (DKV-Tagungsbericht 35). – ISBN 978-3-932715-49-5

**Rinkens u. a. 2015**

RINKENS, T. ; AYANOGLU, P. ; HERMSEN, G. F. ; ROSEFORT, Y.: CO<sub>2</sub> Reduktion durch Reibungsoptimierung am Nutzfahrzeug-Motor. In: LIEBL, J. (Hrsg.) ; BEIDL, C. (Hrsg.) ; ATZ und VDI Wissensforum (Veranst.): *Internationaler Motorenkongress 2015* ATZ und VDI Wissensforum, Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-08860-6, S. 633 – 651

**Rohsenow u. a. 1985**

ROHSENOW, M. W. (Hrsg.) ; HARTNETT, P. J. (Hrsg.) ; GANIĆ (Hrsg.): *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*. 2. Auflage. McGraw-Hill, 1985. – ISBN 0-07-053554-X

**Rubel u. Kottek 2010**

RUBEL, F. ; KOTTEK, M.: Observed and Projected Climate Shifts 1901 - 2100 Depicted by World Maps of the Köppen-Geiger Climate Classification. In: *Meteorologische Zeitschrift* Bd. 19, Pt. 2, Gebrüder Borntraege, 2010, S. 135 – 141.

**SAE MRB CRP 2013**

SAE INTERNATIONAL: MAC REFRIGERANT BLENDS COOPERATIVE RESEARCH PROGRAMME (Hrsg.): *Development and Evalation of AC5 and AC6 Refrigerants for MACApplications*. [http://www.sae.org/standardsdev/tsb/cooperative/mrb-ac6\\_white\\_paper.pdf](http://www.sae.org/standardsdev/tsb/cooperative/mrb-ac6_white_paper.pdf). Version: 2013 [24.03.217].

**Samhaber 2002**

SAMHABER, C.: *Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren*, Technische Universität Graz, Diss., 2002.

**Sattler 1999**

SATTLER, H.: *Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallschlingungsgetriebe*, Universität Hannover, Diss., 1999.

---

**Satzger u. a. 2009**

SATZGER, P. ; FUCHS, A. ; SCHNEIDER, M.: Verbrauchsreduzierung der Klimatisierung: Ein Überblick. In: HOFHAUS, J. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *PKW-Klimatisierung VI* Haus der Technik, Expert-Verlag, November 2009 (Haus der Technik Fachbuch Band 107). – ISBN 978-3-8169-2934-5, S. 36 – 46.

**Sauer 1996**

SAUER, G.: *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*, Technische Universität München, Diss., 1996.

**Sauer u. a. 2007**

SAUER, M. ; ARNDT, M. ; ULBRICH, N. ; SCHILLER, U.: Ein spektroskopischer  $CO_2$ -Sensor für automobile Anwendung. In: GEIGER, M. (Hrsg.) ; SCHMIDT, M. (Hrsg.) ; Bayerisches Laserzentrum GmbH (Veranst.): *Laser in der Elektronikproduktion & Feinwerktechnik* Bayerisches Laserzentrum GmbH, Meisenbach-Verlag, Februar 2007 (Tagungsband LEF 2007). – ISBN 78-3-87525-254-5, S. 61–80.

**Schaich u. Mederle-Hoffmeister 2015**

Schutzrecht DE 10 2014 004 619 A1: Regelung für Kälteanlage, sowie Kälteanlage und entsprechendes Regelverfahren ( 01. Oktober 2015). SCHAICH, M. ; MEDERLE-HOFFMEISTER, S. (Erfinder); GEA Bock GmbH (Anmelder).

**Schedel 2015**

SCHADEL, F.: *Konzepte der effizienten Innenraumbeheizung in Abhängigkeit der Antriebselektrifizierung*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2015.

**Schedel 2012**

SCHADEL, R.: R-1234yf - Einführung mit Hindernissen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, Springer Verlag, März 2012 (114/03), S. 218 – 223.

**Scheid u. Nicolodi 2005**

Schutzrecht DE 10 2005 028 890 A1/B4/C5: Klimatisierung-Dachmodul ( 16. Juni 2005). SCHEID, H. ; NICOLODI, U. (Erfinder); Spheros GmbH (Anmelder).

**Schimek 2001**

SCHIMEK, P.: Reducing emissions from transit buses. In: *Regional Science & Urban Economics* Bd. 31, Pt. 4, Elsevier Science B.V., 2001, S. 433 – 451.

**Schlecht 2010**

SCHLECHT, B.: *Maschinenelemente 2: Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen*. Pearson Studium, 2010. – ISBN 978-3-8273-7146-1

**Schmid u. a. 2015**

SCHMID, L. ; LENGENFELDER, T. ; SASSEN, K. ; SOMMERER, A.:  $CO_2$  Optimierung des Common-Rail Einspritzsystems für Nutzfahrzeuge. In: LIEBL, J. (Hrsg.) ; BEIDL, C. (Hrsg.) ; ATZ und VDI Wissensforum (Veranst.): *Internationaler Motorenkongress 2015* ATZ und VDI Wissensforum, Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-08860-6, S. 653 – 668.

**Schmidt 2002a**

SCHMIDT, M.: *Maßnahmen zur Reduktion des Energieverbrauchs von Nebenaggregaten im Kraftfahrzeug*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2002.

**Schmidt 2011**

SCHMIDT, T.: *Praxiswissen Pkw-Klimaanlagen*. Krafthand-Verlag Schulz, 2011. – ISBN 978-3-87441-107-3

**Schönfeld u. a. 2008**

SCHÖNFELD, J. ; MÜHLBAUER, J. ; HWANG, Y. ; RADERMACHER, R.: Integration of Thermo-electric Subcooler into a Carbon Dioxide Transcritical Vapor Compression Cycle Refrigeration System. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue University, 2008 Paper Nr. 2229.

**Schramm u. a. 2010**

SCHRAMM, D. ; HILLER, M. ; BARDINI, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Verlag, 2010. – ISBN 978-3-540-89313-4

**Schreier u. a. 2015**

SCHREIER, H. ; THEISSL, H. ; PRIESTNER, C. ; OFNER, H.: Potentials, Challenges and Limits of Downsampling for Commercial Engine in Long Haul Trucks. In: LIEBL, J. (Hrsg.) ; BEIDL, C. (Hrsg.) ; ATZ und VDI Wissensforum (Veranst.): *Internationaler Motorenkongress 2015* ATZ und VDI Wissensforum, Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-08860-6, S. 615 – 631.

**Schütz 2008**

Schutzrecht WO 2008/040340 A1 (PTC/DE2007001782): Leichte Aufdachklima- oder/und Aufdachheizungsanlage ( 10. April 2008). SCHÜTZ, W. (Erfinder); Konvekta AG (Anmelder).

**Schulze u. a. 2011a**

SCHULZE, C. ; GRÄBER, M. ; M., Huhn. ; GRÄTZ, U: Real-Time Simulation of Vapour Compression Cycles. In: THE MODELICA ASSOCIATION (Hrsg.): *Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Modelica Conference*, Linköping University Electronic Press, 2011. – ISBN 978-91-7393-096-3

**Schulze u. a. 2012**

SCHULZE, C. ; GRÄBER, M. ; TEGETHOFF, W.: A Limiter for Preventing Singularity in Simplified Finite Volume Methods. In: *IFAC Proceedings Volumes* Bd. 45, Pt. 2, Elsevier, 2012. – ISBN 978-2-9131-4988-5, S. 1095 – 1100

**Schulze u. a. 2011b**

SCHULZE, C. ; KAISER, C. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Numerisch effiziente Simulation von Mehrverdampfer-Klimaanlagen unter hochdynamischen Randbedingungen. In: (DKV), Deutscher K. e. (Hrsg.): *DKV-Tagungsbericht 2011*. Aachen : Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), November 2011 (DKV-Tagungsbericht 38). – ISBN 978-1-61-839625-9

**Schulze u. a. 2015**

SCHULZE, C. ; RAABE, G. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Transient evaluation of a city bus air conditioning system with R-445A as drop-in - From the molecules to the system. In: *International Journal of Thermal Sciences* Bd. 96, Pt. 7, Elsevier B.V., 2015, S. 335 – 361.

---

**Schulze 2013**

SCHULZE, C. W.: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2013.

**Schumacher u. Marx 2013**

SCHUMACHER, P. ; MARX, M.: Euro VI - Lösungen für Stadt- und Reisebusse. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *12. Internationale Fachtagung - Nutzfahrzeuge*, VDI Verlag, Juni 2013 (VDI-Berichte Nr. 2186). – ISBN 978-3-18-092186-0, S. 87 – 98

**Schwarz 2007**

SCHWARZ, W.: Establishment of Leakage Rates of Mobile Air Conditioners in Heavy Duty Vehicles - Part 2: Buses and Coaches / Öko-Recherche. 2007 (ENV.C.1/SER/2005/0091r). – Report Prepared for the European Commission (DG Environment). –

**Seybold u. a. 2013**

SEYBOLD, L. ; HILL, W. ; LAZARIDIS, I.: Internal Heat Exchanger Integration for a Dual Evaporator MAC System. In: *SAE International: World Congress & Exhibition, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, August 2013 (SAE Technical Paper Series 2013-01-1504).

**Seybold u. a. 2012**

SEYBOLD, L. ; HILL, W. ; PIETSCH, K.-O. ; LAZARIDIS, I.: Comparison of Coaxial and Non-Coaxial Internal Heat Exchangers. In: *SAE International: World Congress, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, Januar 2012 (SAE Technical Paper Series 2012-01-0319).

**Shah 1976**

SHAH, M. M.: A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow Through Pipes. In: *ASHRAE Transactions* Bd. 82, Pt. 2, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - ASHRAE Inc., 1976.

**Shah 1979**

SHAH, M. M.: A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 22, Pt. 4, Pergamon Press Ltd., 1979, S. 547 – 556.

**Shin u. a. 1998**

SHIN, S.-K. ; MOON, J.-H. ; YANG, J.-M. ; LEE, J.-H.: Development of an Automatic Climate Control (ACC) Algorithm and the Roof Mounted System for Busses. In: *SAE International: Truck and Bus Meeting and Exposition, Indianapolis (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, November 1998 (SAE Technical Paper Series 982777).

**Sigloch 2006**

SIGLOCH, H: *Strömungsmaschinen*. 3. Auflage. Carl Hanser Verlag, 2006. – ISBN 3-446-40288-8

**Skaugen 2002**

SKAUGEN, G.: *Investigation of transcritical CO<sub>2</sub> vapour compression systems by simulation and laboratory experiments*, Norwegian University of Science and Technology, Diss., 2002.

**Sonnekalb 2002**

SONNEKALB, M.: *Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen, Messung und Simulation*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2002.



### **Sonnekalb 2006**

SONNEKALB, M.: Messen und Messtechnik in Bus-Klimaanlagen. In: *Klimatisierung von Schienenfahrzeugen und Omnibussen*, 8. Karlsruher Fahrzeug-Klima-Symposium TWK - Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, 2006.

### **Sonnekalb 2018**

SONNEKALB, M.: *Nachrichten über Messaufbauten und Messungen von Klimatisierungssystemen in der Omnibusanwendung*. Persönliche Kommunikation, zuletzt vom 20. Juli 2018, Konvekta AG, 2018.

### **Sonnekalb u. Schmitt 2007**

Schutzrecht DE 10 2007 028 851 A1: Klimaanlage ( 22. Juni 2007). SONNEKALB, M. ; SCHMITT, C.-H. (Erfinder); Konvekta AG (Anmelder).

### **Sonnekalb u. a. 2008**

SONNEKALB, M. ; TEGETHOFF, W. ; FÖRSTERLING, S.: COACH - CO<sub>2</sub> basierte Air-Condition und Heizung für Stadtbusse / Konvekta AG. Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU), Dezember 2008 (AZ:23864). – Forschungsbericht

### **Soppa u. Lund 2012**

SOPPA, A. ; LUND, C.: Integration virtueller Steuergeräte in die Gesamtfahrzeugsimulation. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII* Haus der Technik, Expert-Verlag, Juni 2012 (Haus der Technik Fachbuch Band 125). – ISBN 978-3-8169-3145-4, S. 141 – 152.

### **Sorg 2010**

SORG, W.: Im Fokus: Low-GWP-Wert und Thermodynamik. Entwicklungsperspektiven im Kältemittelbereich. In: *Die Kälte- und Klimatechnik* Bd. 63, Heft 7, Gentner Verlag, 2010, S. 16 – 19.

### **Spicher 2014**

SPICHER, U.: Optimierung der Verbrennung im Nutzfahrzeugmotor. In: *Motortechnischen Zeitschrift - MTZ*, Springer Fachmedien Wiesbaden, Juli 2014 (75/15), S. 78 – 83.

### **Spurk 1996**

SPURK, J. H.: *Strömungslehre*. 6. Auflage. Springer Verlag, 1996. – ISBN 3-540-61308-0

### **Statista 2017b**

STATISTA GMBH (Hrsg.): *Dossier - Fernbusmarkt*. <https://de.statista.com/statistik/studie/id/23260/dokument/fernbusmarkt-statista-dossier/>. Version: 2017 [3.05.2017].

### **Stöckli 1989**

STÖCKLI, M.: Reibleistung von 4-Takt Verbrennungsmotoren / Laboratory of Internal Combustion Engines. ETH Zürich, September 1989 (Nr. 89/9). – Forschungsbericht

### **Steinhilper u. Sauer 2012**

STEINHILPER, W ; SAUER, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. 7. Auflage. Springer-Verlag, 2012. – ISBN 978-3-642-24302-8

---

**Steinwender u. a. 2010**

STEINWENDER, G. ; HAGER, J. ; PRENNINGER, K. ; ACKERL, M.: Simulation des thermischen Verhaltens für Hybridfahrzeuge sowie Energienutzung aus dem Abgas mittels TEG. In: STEINBERG, P. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII* Haus der Technik, Expert-Verlag, Juni 2010 (Haus der Technik Fachbuch Band 113). – ISBN 978-3-8169-3024-2, S. 26 – 43

**Stephan u. a. 2012**

STEPHAN, P. ; SCHABER, K. ; STEPHAN, K. ; MAYINGER, F.: *Thermodynamik*. Bd. 1: Einstoffsysteme. 19. Auflage. Springer Verlag, 2012. – ISBN 978-3-642-30097-4

**Strupp 2011**

STRUPP, N. C.: *Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2011.

**Sue 2003**

SUE, A.: *Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe unter Einfluss von Kippspiel und Verformungen*, Universität Hannover, Diss., 2003.

**Suzuki u. a. 2005**

SUZUKI, Y. ; SHIMANO, K. ; ENOMOTO, Y. ; EMI, M. ; YAMADA, Y.: Direct heat loss to combustion chamber walls in a direct-injection diesel engine: evaluation of direct heat loss to piston and cylinder head. In: *International Journal of Engine Research* Bd. 6, Pt. 2, Professional Engineering Publishing LTD., 2005, S. 119 – 136.

**Swamee u. Jain 1976**

SWAMEE, P. K. ; JAIN, A. K.: Explicit Equations for Pipe-Flow Problems. In: *Journal of the Hydraulics Division* Bd. 102, Pt. 5, ASCE - American Society of Civil Engineers, 1976, S. 657 – 664.

**Tan u. a. 2010**

TAN, J. ; SCHMIEG, S. J. ; SOLBRIG, C. ; DI MARTINO, P.: Die Entwicklung eines fortschrittlichen 2-Wege SCR/DPF Systems zur Erfüllung zukünftiger Heavy-Duty Diesel-Emissionsgrenzwerte. In: *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* Bd. 1, 2010, S. 467 – 489.

**Tassou u. Qureshi 1998**

TASSOU, S. A. ; QURESHI, T. Q.: Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 21, Pt. 1, Elsevier Ltd., 1998, S. 29 – 41.

**Tegethoff 1999**

TEGETHOFF, W.: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1999.

**Tegethoff u. a. 2011**

TEGETHOFF, W. ; SCHULZE, C. ; GRÄBER, M. ; HUHN, M. ; STULGIES, N. ; KAISER, C. ; LOEFFLER, M.: TEMO: Thermische echtzeitfähige Modelle / TLK-Themo GmbH. Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF), August 2011 (FK: 01IS08013A, 01IS08013B und 01IS08013C). – Forschungsbericht

**Temming 1985**

TEMMING, J.: Hygienische und physiologische Grundlagen der Fahrzeugklimatisierung. In: REICHELT J, Schlepper H. (Hrsg.): *Kältetechnik im Kraftfahrzeug*, C. F. Müller Verlag, Februar 1985. – ISBN 3-7880-7246-6, S. 15 – 40

**Tenberge 1986**

TENBERGE, P. J.: *Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Keilscheibenumschlingungsgetrieben*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 1986.

**Teng 2010**

TENG, H.: A Thermal Energy Operated Heating/Cooling System for Buses. In: *SAE International: World Congress & Exhibition, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers SAE, 2010 (SAE Technical Paper Series 2010-01-0804).

**Thornton u. a. 1994**

THORNTON, J. W. ; KLEIN, S. A. ; MITCHELL, J. W.: Dedicated mechanical subcooling design strategies for supermarket applications. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 17, Pt. 8, Elsevier Ltd. and IIR, 1994, S. 411 – 422.

**TIL Suite 2016**

TIL SUITE: *Softwarepaket zur Simulation thermischer Systeme*. TLK-Thermo GmbH, Version: 3.4.0 [Computer Software]. Braunschweig, Dezember 2016.

**Tischendorf 2013**

TISCHENDORF, C.: *Untersuchung eines Ejektors in einem R744-Kältekreislauf*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2013.

**Töpfer u. a. 2012**

TÖPFER, T. ; HENNING, L. ; ECKERT, P. ; SEEBODE, J.: Energiemanagement für Nutzfahrzeuge der nächsten Generation. In: *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, Springer Verlag, April 2012 (114/04), S. 322 – 327.

**Trapp u. a. 2008**

TRAPP, R. ; FINKELDEI, T. ; BARUSCHKE, W.: Potenziale zur Energieeinsparung bei intelligentem Betrieb von Klimaanlage. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *VDI Tagung: Energieeinsparung durch Elektronik im Fahrzeug*, VDI Verlag, Oktober 2008 (VDI-Berichte Nr. 2033). – ISBN 978-3-18-092033-7, S. 199 – 208.

**Treiber u. Kesting 2010**

TREIBER, M. ; KESTING, A.: *Verkehrsdynamik und -simulation*. Springer-Verlag, 2010. – ISBN 978-3-642-05228-6

**Troll u. Paffen 1965**

*Kapitel* . In: TROLL, C. ; PAFFEN, K. H.: *Jahreszeiten-Klimate der Erde*. 2. Auflage. Springer-Verlag, 1965. – ISBN 978-3-662-13419-1

**UBA 2012**

UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Daten zum Verkehr*. <https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/publikation/long/4364.pdf>. Version: 2012 [11.03.2016].

---

## UBA 2014

UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Europäischer JRC-Bericht zu R1234yf ignoriert Brandereignisse.* <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/europaeischer-jrc-bericht-zu-r1234yf-ignoriert-0>. Version: 2014 [11.03.2016].

## UBA 2016

UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Vergleich der durchschnittlichen Emissionen einzelner Verkehrsmittel im Personnenverkehr - Bezugsjahr: 2014.* <https://www.umweltbundesamt.de/bild/vergleich-der-durchschnittlichen-emissionen-0>. Version: 2016 [25.03.2017].

## UBA 2017b

UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Umweltfreundliche Klimaanlage in Bussen.* <http://www.umweltbundesamt.de/themen/wirtschaft-konsum/produkte/fluorierete-treibhausgase-fckw/anwendungsbereiche-emissionsminderung/umweltfreundliche-klimaanlagen-in-bussen>. Version: 2017 [25.03.2017].

## UITP 2010

INTERNATIONAL ASSOCIATION OF PUBLIC TRANSPORT: *SORT - Standard On-Road Test Cycles*. UITP, 2010.

## UNECE GTR No. 4 2007

UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (UNECE) : *Global Technical Regulation No. 4: Test procedure for compression-ignition (C.I.) engines and positive-ignition (P.I.) engines fuelled with natural gas (NG) or liquefied petroleum gas (LPG) with regard to the emission of pollutants*. January 2007 (ECE/TRANS/180/Add.4/Appendix 1).

## Vaghela 2016

VAGHELA, J.: Experimental Evaluation of an Automobile Air-Conditioning System with and without Liquid Suction Heat Exchanger. In: *SAE International: Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, Society of Automotive Engineers SAE, April 2016 (SAE Technical Paper Series 2016-01-9110).

## Valeo 2017a

VALEO THERMAL COMMERCIAL VEHICLE GERMANY GMBH: *Aquavent Umwälzpumpen*. Technische Dokumentation. Postfach 1371, D - 82198 Gilching, 2017. [https://www.valeo-thermalbus.com/eu\\_en/Products/Pumps/Aquavent-5000-5000S](https://www.valeo-thermalbus.com/eu_en/Products/Pumps/Aquavent-5000-5000S)

## Valeo 2017b

VALEO THERMAL COMMERCIAL VEHICLE GERMANY GMBH: *Heizsysteme*. Bedienungsanleitung und Werkstatt-Handbuch. Postfach 1371, D - 82198 Gilching, 2017. [https://www.valeo-thermalbus.com/eu\\_en/Service/Downloads/Heating-systems/Thermo-E?blockId=384](https://www.valeo-thermalbus.com/eu_en/Service/Downloads/Heating-systems/Thermo-E?blockId=384)

## van Basshuysen u. Schäfer 2017

VAN BASSHUYSEN, R. ; SCHÄFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor*. 8. Auflage, ATZ/MTZ Fachbuch. Springer Vieweg Verlag, 2017. – ISBN 978–3–658–10901–1

**VDI 2078 2012**

Norm VDI 2078:2012-03 Norm 2012. *Berechnung der Kühllast und Raumtemperaturen von Räumen und Gebäuden.* – Beuth Verlag, Berlin.

**VDI 4300 2001**

Norm VDI 4300 Blatt 7:2001-07 2001. *Messen von Innenraumluftverunreinigungen Bestimmung der Luftwechselzahl in Innenräumen.* – Beuth Verlag, Berlin.

**VDI 6032 2004**

Norm VDI 6032:2004-02 2004. *Hygiene-Anforderung an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung.* – Beuth Verlag, Berlin.

**VDV Schrift 231 2004**

DUBROWSKY, D.: *Rahmenempfehlung für Überland-Niederflur-Linienbusse.* Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV), 2004 (VDV Schriften 231).

**VDV Schrift 236 1996**

SCHNEIDER, W.: *Klimatisierung von Linienbussen.* Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV) , 1996 (VDV Schriften 236).

**VDV Schrift 236 2015**

SCHMITZ, M. ; (Hrsg.): *Klimatisierung von Linienbussen der Klassen I und II.* Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV) , 2015 (VDV Schriften 236).

**Verordnung 561/2006/EG 2006**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Verordnung (EG) Nr. 561/2006 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. März 2006 zur Harmonisierung bestimmter Sozialvorschriften im Straßenverkehr und zur Änderung der Verordnungen (EWG) Nr. 3821/85 und (EG) Nr. 2135/98 des Rates sowie zur Aufhebung der Verordnung (EWG) Nr. 3820/85 des Rates.* April 2006 (L 102/1).

**Verordnung (EU) 517/2014 2014**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006.* Mai 2014 (L 150/195).

**VL 2017**

VL THERMO-SOLUTIONS GMBH: *Klimahalle - Busse.* Katalog. Westheider Weg 30, D - 33775 Versmold, 2017 [24.03.2017]. [https://vl-thermo-solutions.de/wp-content/uploads/2016/06/VLTS17-027\\_Prodktbroschuere\\_WEB.pdf](https://vl-thermo-solutions.de/wp-content/uploads/2016/06/VLTS17-027_Prodktbroschuere_WEB.pdf)

**Wallis 1969**

WALLIS, G. B.: *One-dimensional Two-phase Flow.* McGraw-Hill, 1969. – ISBN 0-070-67942-8

**Wankhede u. Major 2010**

Schutzrecht US2010/0180610A1: Refrigerant Subcooling in a Vehicle System ( 22. Juli 2010). WANKHEDE, M. S. ; MAJOR, G. A. (Erfinder); GM Global Technology Operations Inc. (Anmelder).

---

**Watanabe 2002**

WATANABE, S.: *Automotive Air Conditioning*. 2. Auflage. Denso Corporation, 2002.

**Wawzyniak u. a. 2013**

WAWZYNIAK, M. ; WALTER, C. ; KEMLE, A. ; DAVID, G.: High Efficiency Subcool Condenser. In: *SAE International: World Congress and Exhibition, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers (SAE), April 2013 (SAE Technical Paper Series 2013-01-1295).

**Weinrich 2009**

WEINRICH, M.: *Ein Mittelwertmodell zur Thermomanagementoptimierung von Verbrennungsmotoren*, Universität Stuttgart, Diss., 2009.

**Wertenbach 2011**

WERTENBACH, J.: R1234yf: Ein neues, sicheres und umweltfreundliches Kältemittel für Fahrzeugklimaanlagen. In: MAGER, R. (Hrsg.) ; Haus der Technik (Veranst.): *Pkw-Klimatisierung VII* Haus der Technik, Expert-Verlag, November 2011 (Haus der Technik Fachbuch Band 124). – ISBN 978-3-8169-3113-3, S. 129 – 140.

**White 2011**

WHITE, F. M.: *Fluid mechanics*. McGraw-Hill, 2011. – ISBN 978-007-742241-7

**Wiehen 1985**

WIEHEN, C.: *Leistungsverluste und Betriebsverhalten von Antrieben mit Schmalkeilriemen und Keilrippenriemen*. Hannover, Universität Hannover, Diss., 1985.

**Winkler u. a. 2006**

WINKLER, J. ; AUTE, V. ; YANG, B. ; RADERMACHER, R.: Potential Benefits of Thermoelectric Elements used with Air-Cooled Heat Exchangers. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue University, 2006, Nr. R091-8.

**Witthauer u. a. 1993**

WITTHAUER, J. ; HORN, H. ; BISCHOF, W.: *Raumluftqualität: Belastung, Bewertung, Beeinflussung*. C. F. Müller Verlag, 1993. – ISBN 3-7880-7451-5

**Wolf u. Thelen 1993**

Schutzrecht DE4141012A1: Heizung-, Belüftungs-, und/oder Klimatisierungsvorrichtung als Frontheizer ( 17. Juni 1993). WOLF, H. ; THELEN, W. (Erfinder); Aurora Konrad G. Schulz GmbH (Anmelder).

**Xu u. a. 2012**

XU, Y. ; FANG, X. ; SU, X. ; ZHOU, Z. ; CHEN, W.: Evaluation of Frictional Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes. In: *Nuclear Engineering and Design* Bd. 253, Elsevier B.V., 2012, S. 86 – 97.

**Yamanaka u. a. 1993**

Schutzrecht U.S. Patent Nr. 5.224.358: Refrigeratin Apparatus and Modulator ( 6. Juli 1993). YAMANAKA, Y. ; FUJIWARA, K. ; SUZUKI, T. ; MATSUO, H. ; NISHIDA, S. (Erfinder); Nippondenso Co. Ltd (Anmelder).

**Yamanaka u. a. 1997**

YAMANAKA, Y. ; MATSUO, H. ; TUZUKI, K. ; TSUBOKO, T. ; NISHIMURA, Y.: Development of Sub-Cool System. In: *SAE International: Automotive Climate Control Design Elements, World Congress 1997, Detroit (USA)*, Society of Automotive Engineers (SAE), Februar 1997 (SAE Technical Paper Series 970110).

**Yang u. a. 2005**

YANG, W. W. ; FARTAJ, A. ; TING, D. S.-K.: CO<sub>2</sub> Automotive A/C System Optimum High Pressure Control. In: *SAE International: Vehicle Thermal Management Systems Conference, Toronto (CAN)*, Society of Automotive Engineers SAE, Mai 2005 (SAE Technical Paper Series 2005-01-2022).

**Zacharof u. Fontaras 2016**

ZACHAROF, N.-G. ; FONTARAS, G. ; EUROPÄISCHE KOMMISSION - GEMEINSAME FORSCHUNGSTELLE (JRC) (Hrsg.): *Report on VECTO Technology Simulation Capabilities and Future Outlook*. Publications Office of the European Union, 2016 (EUR 28272 EN). – ISBN 978-92-79-64158-9

**Zhang u. a. 2002**

ZHANG, C. A. ; GRAHAM, B. L. ; DICKSON, T. R.: How to Improve Vehicle R134a A/C System Performance with a Liquid Line Suction Line Heat Exchanger (IHX). In: *SAE International: Progress in automotive climate control technologies*, Society of Automotive Engineers SAE, Mai 2002 (SAE-SP-0507 and SAE Technical Paper Series 2002-01-0507). – ISBN 0768009472, S. 135 – 142

**Zhang 2011**

ZHANG, C. L. W. J. and Zhang Z. W. J. and Zhang: A correlation-free on-line optimal control method of heat rejection pressures in CO<sub>2</sub> transcritical systems. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 34, Pt. 4, Elsevier Ltd. and IIR, 2011, S. 844 – 850.

**Zimmermann 1992**

ZIMMERMANN, F.: Busklimatisierung. In: *Klima-Kälte-Heizung - KI* Bd. 20, Pt. 9, 1992, S. 298 – 303.

